



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**HLUK VZNIKAJÍCÍ V TURBODMYCHADLECH  
SPALOVACÍCH MOTORŮ**

NOISE GENERATED BY TURBOCHARGERS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Radim Kříž

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

Ing. Jozef Doman

**BRNO 2018**



## **Zadání bakalářské práce**

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Radim Kříž**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Základy strojního inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Jozef Doman**  
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Hluk vznikající v turbodmychadlech spalovacích motorů**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Rešerše původu vzniku hluku turbodmychadla v provozních podmínkách.  
Metody související s ověřením vzniku hluku turbodmychadla.  
Stanovení možností úprav částí přímo ovlivňující vznik hluku turbodmychadla.

#### **Cíle bakalářské práce:**

Úvod do problematiky vzniku hluku u turbodmychadel.  
Možností výpočetního a experimentálního popisu mechanismů vzniku hluku.  
Konstrukční úpravy částí ovlivňující hluk turbodmychadel.  
Posouzení vhodnosti navrhovaných úprav ovlivňující hluk.

#### **Seznam doporučené literatury:**

NGUYEN-SCHÄFER, Hung. Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers. Stuttgart, Germany: Springer, 2013. ISBN 978-3-642-35069-6.

NGUYEN-SCHÄFER, Hung. Rotordynamics of Automotive Turbochargers. Second Edition. Ludwigsburg, Germany: Springer, 2015. ISBN 978-3-319-17643-7.

BAINES, Nicholas C. Fundamentals of Turbocharging. Texas. USA: Concepts ETI, Inc, 2005. ISBN 9780933283145.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 25. 10. 2017



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.  
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zaměřuje na vznik hluku v turbodmychadlech spalovacích motorů. Nejprve je popsána konstrukce turbodmychadel. Další část se zabývá pojmem zvuku a následně se zabývá problematikou hluku v turbodmychadlech. Posléze se seznámíme s metodami měření hluku v turbodmychadle, přičemž jsou charakterizovány experimentální a simulační metody. V konečné fázi se práce věnuje konstrukčním úpravám. Cílem práce je rešerše k původu vzniku hluku v turbodmychadle v provozních podmínkách a konstrukční úpravy částí, které hluk ovlivňují.

## KLÍČOVÁ SLOVA

turbodmychadlo, spalovací motor, zvuk, hluk, metody měření, konstrukční úpravy

## ABSTRACT

This bachelor thesis is focused on generated noise by turbochargers of internal combustion engines. First, construction of turbochargers is described. The next part deals with the term sound and after that the issue of the noise in turbochargers follows. Consequent there are characterized experimental and simulation methods for determining the noise. The last part is focused on design modifications of turbocharger's parts. The goal of this thesis is make research about origin of the noise by turbocharger during working conditions and design modifications which affect the noise.

## KEYWORDS

Turbocharger, internal combustion engine, sound, noise, measurements, design modifications

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KŘÍŽ, R. *Hluk vznikající v turbodmychadle ve spalovacím motoru*. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 52 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jozef Doman.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Jozef Doman a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2018

.....

Radim Kríž

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval panu Ing. Jozefu Domanovi za cenné rady, věcné připomínky, odborné vedení, trpělivost a vstřícnost, které mi věnoval při zpracování této bakalářské práce.



## OBSAH

Úvod .....	10
1 Turbodmychadlo.....	11
1.1 Konstrukce turbodmychadla .....	11
2 Zvuk.....	16
2.1 Základní pojmy a veličiny akustiky .....	16
2.2 Šíření rozruchu.....	22
2.3 Hluk .....	24
2.4 Měření akustických veličin .....	24
3 Hluk v turbodmychadle .....	31
3.1 Mechanický hluk.....	31
3.2 Aerodynamický hluk.....	31
3.3 Zdroje aktivního hluku.....	31
3.4 Pasivní hluk v turbodmychadle.....	33
4 Metody měření hluku v turbodmychadle.....	35
4.1 Experimentální metody .....	35
4.2 Simulační metody .....	39
5 Konstrukční úpravy .....	42
5.1 Úprava potrubí přidáním tlumičů .....	42
5.2 Úprava plovoucích ložisek.....	43
5.3 Úprava oběžného kola kompresoru .....	45
Závěr.....	46
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	50

## ÚVOD

Tématem této bakalářské práce je hluk vznikající v turbodmychadlech spalovacích motorů. Práce je zaměřena na vytvoření řešení týkající se původu vzniku turbodmychadla v provozních podmínkách. V práci budou uvedeny metody, které souvisejí s ověřením vzniku hluku turbodmychadla a také budou stanoveny možnosti úprav částí, které přímo ovlivňují vznik hluku v turbodmychadle.

První kapitola se bude zabývat samotným turbodmychadlem a jeho konstrukcí. V další kapitole se budu věnovat charakteristice zvuku, jeho šířením, charakteristikou pojmu hluku a také měření akustických veličin. Následující kapitola bude věnována přímo hluku, který vzniká v turbodmychadle, přičemž zde budou uvedeny druhy hluku. Předposlední kapitola bude zaměřena na metody měření hluku v turbodmychadle a poslední kapitola pak na konstrukční úpravy.

Turbodmychadla jsou důležitou součástí nejmodernějších a nejúčinnějších motorů. V dnešní době jsou skoro všechny naftové motory a čím dál více i benzinové motory přepřínovány turbodmychadlem. Turbodmychadla přispívají ke stále aktuálnímu trendu downsizingu a pomáhají konstruktérům splňovat stále přísnější Evropské a mezinárodní emisní normy. Existují však i normy týkající se hluku, které se při vývoji auta nepovažují za tolik důležité, nicméně jsou stejně důležité jako normy emisní. Z tohoto důvodu je velmi důležité znát a zkoumat turbodmychadlo jako zdroj vibrací a hluku s cílem vyvinout řešení (např. tlumič hluku) pro splnění těchto norem.

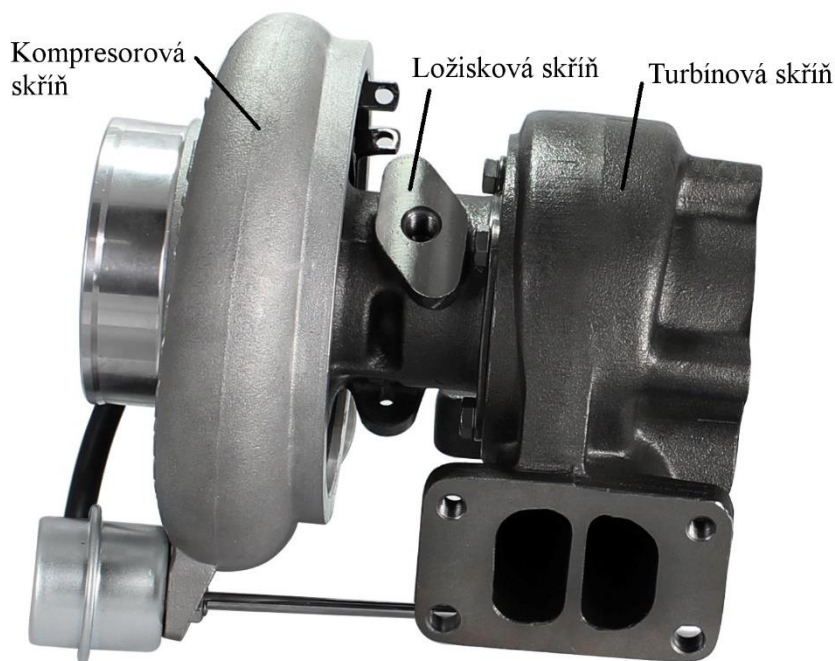
# 1 TURBODMYCHADLO

Turbodmychadlo je zařízení, které přivádí do válce motoru více vzduchu. Díky tomuto přivedenému vzduchu navíc, může být dodáno i více paliva, a tak motor o stejné velikosti dosahuje i více než dvojnásobného výkonu než jeho atmosférická varianta. Existuje více možností, jak motor přeplňovat, přeplňování turbodmychadlem je ale nejúčinnější a nejekonomičtější. [1]

Výfuková fáze motoru produkuje spaliny o vysoké teplotě a značné kinetické energii, které jsou odváděny pryč z pracovního prostoru válce. Tyto plyny jsou u nepřepřehňovaných motorů bez dalšího využití vypouštěny zpět do atmosféry. Turbodmychadlo je poháněno právě těmito plyny a slouží ke zvýšení výkonu a účinnosti motoru.

## ZÁKLADNÍ ČÁSTI TURBODMYCHADLA

Turbodmychadlo se skládá ze tří základních částí, turbínové, kompresorové a ložiskové skříně. V ložiskové skříně je uložena hřídel, která přímo spojuje oběžné kolo turbíny a kompresoru.

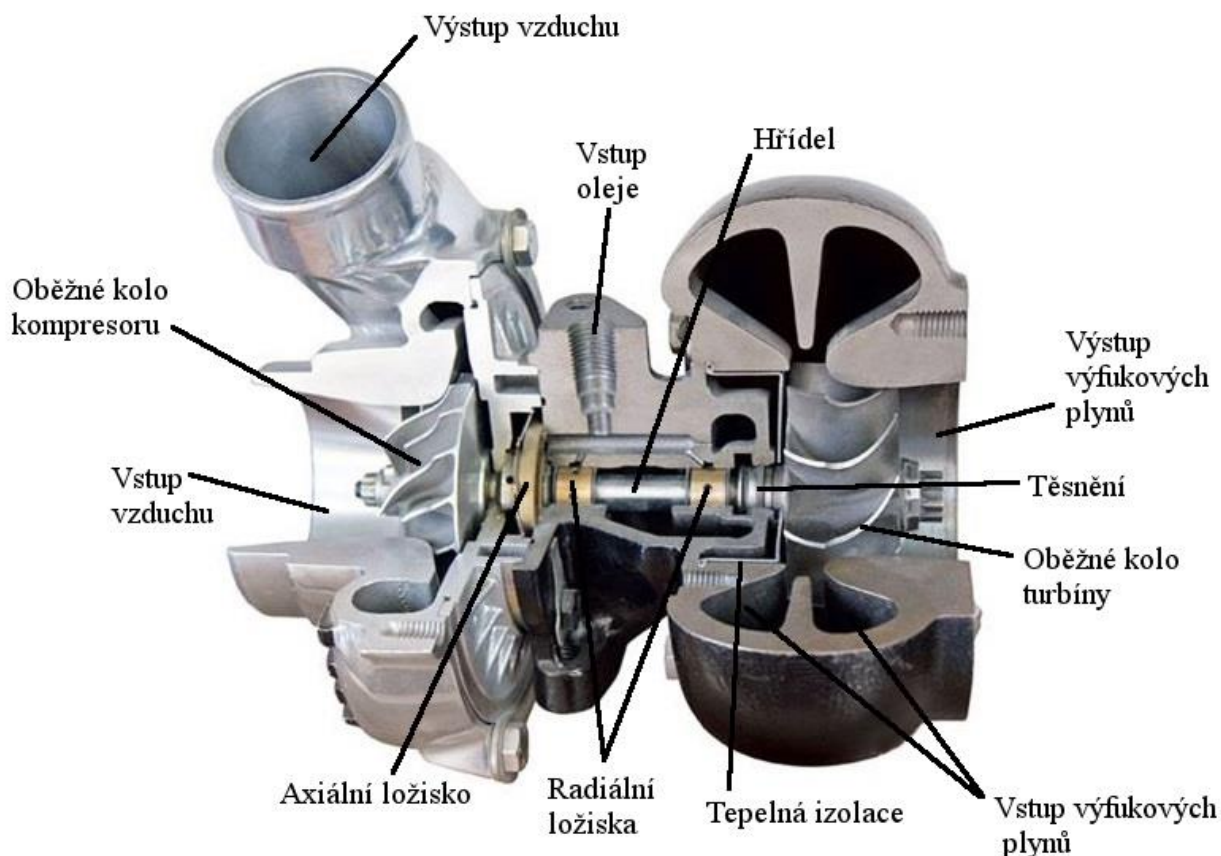


Obr. 1.1.1 Základní části turbodmychadla [23]

## 1.1 KONSTRUKCE TURBODMYCHADLA

Princip a základní design turbodmychadla se od původního návrhu, který představil na počátku 20. století Švýcar Alfreda Büchi, výrazně nezměnil. Avšak v porovnání s dnešními byla původní turbodmychadla velká a neefektivní. Dřívější technologické postupy umožňovaly vyrobit turbodmychadla, která dosahovala 10 000 – 30 000 ot/min[5], a tak bylo často potřeba více-  
stupňové přeplňování. V dnešní době turbodmychadla pracují v rozsahu i 200 000 – 300 000 ot/min.[5] Tyto vysoké otáčky kladou značné nároky na geometrické a povrchové tolerance, mazání a vyvážení hřídele s oběma lopatkovými koly. [2][5]

Všechna sériová turbodmychadla se skládají z rotoru složeného z kompresorového a turbínového kola na koncích robustní, ale lehké hřídele. Hřídel je uprostřed uložena v ložiskové skříni v jehlových ložiskách, nebo plovoucích kluzných pouzdech. Kluzná ložiska se mohou ve svém uložení otáčet, takže se redukuje rozdíl otáček mezi hřídelí a ložisky. Tím je dosaženo menších třecích ztrát a opotřebení. Mazání ložisek zajišťuje tlakový mazací systém motoru. Hřídel je v přechodu do ostatních skříní utěsněna, aby se olej udržel uvnitř a zároveň, aby se vzduch o vysokém tlaku udržel vně. Mezi ložiskovou skříní a skříní turbíny se vkládá tepelná izolační vložka, ta zamezuje prostupu tepla z turbíny do dmychadla. [2][5]



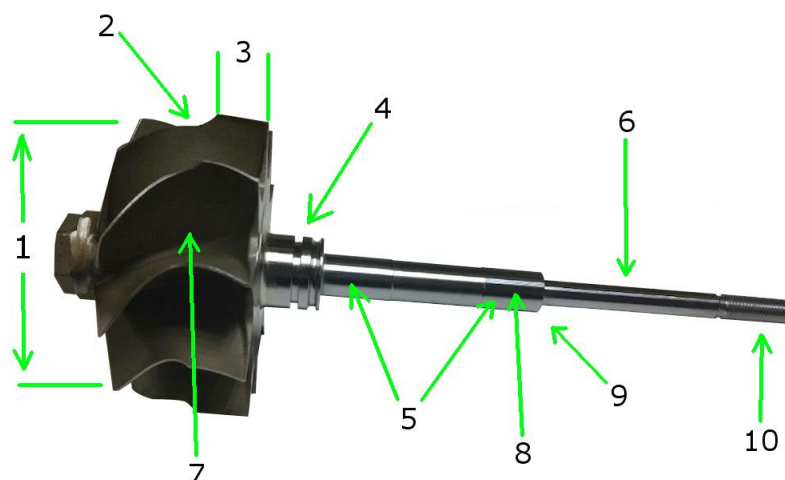
Obr. 1.1.2 Řez turbodmychadla (upraveno) [24]

### 1.1.1 TURBÍNA

Do turbíny jsou vedeny výfukové plyny. V ní se přemění energie výfukových plynů na práci na oběžném kole kompresoru. Skládá se ze dvou částí, statorové a rotorové. U radiální dostředivé turbíny se za statorovou část považuje vstupní turbínová skříň. Za rotorovou se považuje oběžné kolo turbíny spojené s hřídelí zpravidla třecím svařováním. Právě kvůli nerozebíratelnému spoji, často hovoříme o rotorové části jako o jednom kuse a jako celek se nazývá oběžné kolo turbíny. [1][2][4]

Oběžné kolo turbíny má dále tyto součásti (Obr. 1.1.3): (1) vstup oběžného kola, (2) kontura kola, (3) vstup oběžného kola, (4) vybrání pro těsnicí kroužky, (5) plochy pro ložiska, (6) čep

pro nasazení oběžného kola kompresoru, (7) turbínové kolo, (8) hřídel, (9) osazení hřídele a 10) válcované závity pro zajištění oběžného kola kompresoru na hřídeli. [1]



Obr. 1.1.3 Části oběžného kola turbíny (upraveno) [25]

Hřídel je v oblasti uložení v ložiskách pro zvýšení odolnosti vůči opotřebení indukčně kalena. Na druhém konci, kam se upevňuje oběžné kolo kompresoru maticí, se závit, z důvodu zachování celistvosti struktury materiálu, válcuje.[1]

Použitá skříň turbíny se liší podle námi požadovaného typu přepíňování, který může být buď impulzní nebo rovnotlaké. U impulzního přepíňování je snaha co nejvíce zachovat tlakové a teplotní impulzy vycházející z výfukového ventilu. Potrubí mezi motorem a turbodmychadlem má pak co nejmenší průměr a délku. Zároveň je konstruováno tak, aby se přívod výfukových plynů od jednotlivých válců motoru neovlivňoval, tzn. svody jsou rozděleny na více částí, ale není nezbytné pro každý válec, samostatná část. Skříň turbíny pak může vypadat jako na Obr. 1.1. [4]

U rovnotlakého přepíňování se tlakových impulzů nevyužívá. Dochází k přeměně části energie neúplné expanze v motoru v kinetickou energii. Svody mají co největší průřez a objem. Skříň v případě rovnotlakého přepíňování v porovnání s impulzním nemá na přívodu dělicí stěnu. [4]

V dnešní době se skříně nejvíce odlévají z austenitické litiny s vysokým obsahem niklu, a to kvůli schopnosti odolávat vysokým teplotám výfukových spalin. [3]

### 1.1.2 DMYCHADLO

Dmychadlo nasává čerstvý vzduchu a přeměňuje jeho kinetickou energii na tlak a tím i teplotu. Kromě vysokého tlaku, který při sací fázi motoru pomáhá do válce dostat více vzduchu, je potřeba, aby měl vzduch i vysokou hustotu. Toho se docílí přidáním chladiče mezi dmychadlo a motor.

Dvěma základními částmi, kterými je dmychadlo tvořeno, jsou rotor – oběžné kolo kompresoru a stator – skříň. Existuje mnoho variant kol, které se liší tvarem svých lopatek, každý tvar má své výhody i nevýhody a ke každému kolu je zvlášť navržená skříň, tak aby bylo dosaženo co nejvyšší účinnosti. Většina oběžných kol je odlita z hliníkové slitiny, ve výjimečných případech, kde je potřeba vysokotlakého přepíňování, se oběžná kola vyrábí ze slitiny titanu, ta jsou ale extrémně drahá. [1]

Oběžné kolo kompresoru rotuje vysokými otáčkami, pro jeho správnou funkci a životnost je nezbytné vyvážení. Vyvažuje se odstraněním materiálu ve dvou rovinách, v čelní a zadní stěně. Rozložení váhy je dáno výrobcem, a je závislé na velikosti turbodmychadla a rozsahu pracovních otáček. [1]

### 1.1.3 LOŽISKOVÁ ČÁST

V ložiskové skříni turbodmychadla je uložena hřídel spojující oběžné kolo turbíny i kompresoru. Součástí je mazací systém, pro který jsou ve skříni odlité nebo vrtané kanálky. Ty pak dopravují olej přímo k ložiskům. Oba konce skříně musí být utěsněny tak, aby se zabránilo kontaktu plynu s mazacím olejem. Materiál skříně může být litina nebo hliník. [3]

Uložení musí odolávat náročným provozním podmínkám, hřídel dosahuje až 100 000 ot/min.[1] V současné době je hřídel nejčastěji uložena v bronzových kluzných ložiskách. Oproti dřívějším konstrukcím, kde byly použity valivá ložiska, se dá dosáhnout kompaktnějších rozměrů. [4] Uložení v kluzných ložiskách může být provedeno dvěma způsoby, jedním je SFRB (semi-floating ring bearing), kde je kluzné ložisko ve svém uložení napevno, a druhým je RFRB (rotating floating ring bearing), kde se ložisko otáčí jak vůči skříni, tak vůči hřídeli, tím se relativní rychlost mezi ložisky a hřídelí sníží až na jednu třetinu rychlosti hřídele, zároveň se tím sníží třecí síly. Olej je dopravován vnitřními kanálky tak, aby se mezi ložiskem a jeho uložení vytvořil olejový film. [1][3]

Axiální ložisko odolává silám, které jsou způsobené nerovnoměrnými tlakovými silami působící na oběžné kolo kompresoru a turbíny. Tyto síly působí proti sobě, snaha je navrhnout obě oběžná kola tak, aby na ně v oblasti provozních podmínek působily síly stejně velké. Toho však nelze zcela dosáhnout, a tak mimo provozní oblast, jako je třeba spouštění nebo vypínání, působí na jedno z kol větší síla a výsledná síla pak působí v pozitivním nebo negativním směru. Z toho důvodu je axiální ložisko oboustranné a na každé straně zajištěno axiálním kroužkem. [1][3]

Těsnění zabraňuje úniku oleje ven z ložiskové skříně do dmyhadla a turbíny a zároveň vniknutí tlaku nebo spalín do vnitř ložiskové skříně. K tomu slouží malé kroužky, připomínající pístní, které jsou uloženy v drážce v hřídeli. Povrch kroužků musí být hladký, aby se mezi nimi a hřídelí vymezila vůle. Kroužky musí mít vůči vnějšímu otvoru dostatečný přesah, aby odolaly tomu největšímu zatížení a nepohnuly se. To by ve výsledku mohlo způsobit výrazné opotřebení. [3][1]

### 1.1.4 MEZICHLADIČ

Mezichladič je umístěný mezi výstupem z kompresoru a vstupem do motoru. Jednoduše řečeno se jedná o výměník tepla, který chladí plnicí vzduch vycházející z turbodmychadla, čímž zvyšuje i jeho hustotu. [1]

Čím více je vzduch kompresorem stlačený, tím má větší tlak a tím má ve výsledku vyšší teplotu. Mezichladič stlačený vzduch ochladí, čímž omezí teplotní namáhání součástí a u zážehových motorů sníží možnost samovznícení směsi. [1]

Jako zdroj chladicího média se nabízí okolní vzduch nebo kapalina v chladicím systému motoru. Značná nevýhoda kapaliny chladící motor je její teplota, která je blízko bodu varu, což omezuje rozsah jejího použití. V případě nízkotlakého přepínání by totiž vzduch vycházející z kompresoru mohl mít nižší teplotu než kapalina, takže by se v chladiči neochlazoval,

ale ohříval. Použití okolního vzduchu je tedy vhodnější. Vzduch má ale v porovnání s kapalinou mnohem menší součinitel přestupu tepla, to znamená, že takový chladič musí mít mnohem větší objem a povrch. [3]

## 2 ZVUK

Zvuk je mechanické kmitání v pružném látkovém prostředí. Podstata slyšitelného zvuku je kmitání ve frekvenčním rozsahu 20 až 20 000 Hz.[6] Ve vzduchu se akustická vlna pohybuje rychlostí zhruba 340 m/s oproti tomu ve vodě mnohem rychleji, a to přibližně 1440 m/s. Akustika se zabývá kmitáním ve třech různých frekvenčních pásmech: infrazvuk, slyšitelné pásmo a ultrazvuk. Já se v této práci budu zabývat akustickými signály ve slyšitelném pásmu [6]

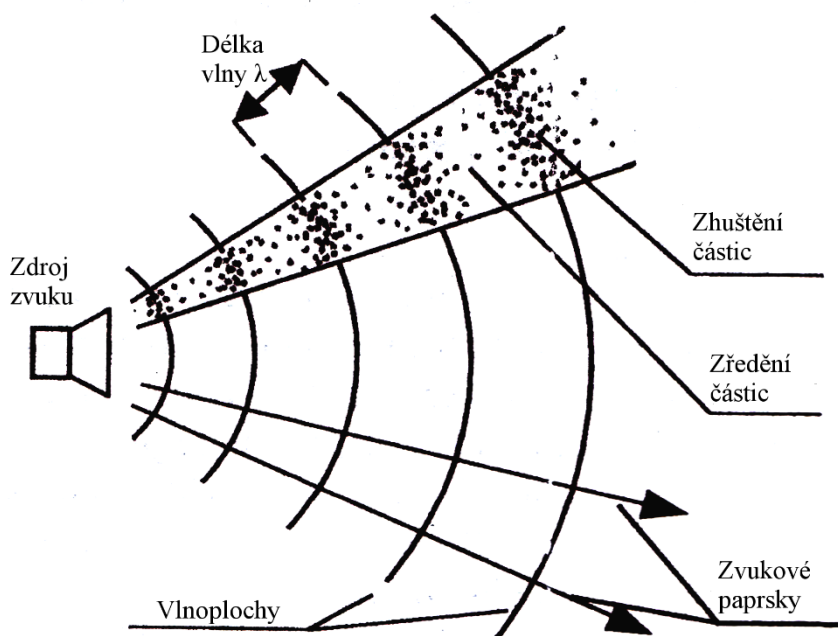
### 2.1 ZÁKLADNÍ POJMY A VELIČINY AKUSTIKY

#### 2.1.1 AKUSTICKÉ VLNĚNÍ

Zvuk se ve formě akustického vlnění může šířit v plynech, kapalinách nebo pevných látkách. V homogenním izotropním prostředí se vlnění šíří přímočaře. Podle toho v jakém směru částice v prostředí kmitají, jestli ve směru šíření, nebo kolmo k němu, se vlnění dělí na podélné a příčné. Částice se nešíří ve směru vlnění, pouze kmitají (oscilují) kolem své rovnovážné polohy. Šíření akustického vlnění je spojeno se přenosem energie. [6]

O tom, jestli se prostředím šíří vlnění podélné nebo příčné, rozhodují vlastnosti prostředí. Protože kapaliny a plyny jsou pružné pouze ve smyslu objemové stlačitelnosti, vyskytuje se u nich pouze podélné vlnění. U materiálů elastických se vyskytuje i vlnění příčné, neboť nevykazují pružnost jen v tlaku a tahu, ale i ve smyku. [6]

Akustické vlnění se v prostoru šíří ve vlnoplochách (viz Obr. 2.1) které jsou charakteristické stejným akustickým stavem (fází) v daném časovém okamžiku. Místa, kam až dorazilo vlnění, se nazývá čelo vlny a směry šíření vlnoploch se nazývají paprsky. V prostředí, ve kterém jsou vlastnosti prostředí směrově nezávislé, jsou paprsky k vlnoplochám kolmé. [6][7]

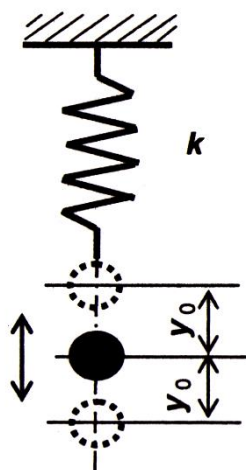


Obr. 2.1 Vlnění v prostoru [8]



### 2.1.2 HARMONICKÉ KMITÁNÍ

Pro jednoduchost a názornost popíšu průběh kmitavého pohybu pomocí mechanického oscilátoru<sup>1</sup> v závislosti na čase. Schéma mechanického oscilátoru je na Obr. 2.2. Hmotný bod<sup>2</sup> kmitá ve směru osy  $y$  a má rovnovážnou polohu v počátku soustavy souřadnic.



Obr. 2.2 Mechanický oscilátor [6]

Pohybová rovnice hmotného bodu oscilátoru [6]

$$m \frac{\partial^2 y}{\partial \tau^2} + ky = 0 \quad (2.1)$$

kde je  $y$  [m] výchylka,  $m$  [kg] hmotnost kmitajícího bodu,  $\tau$  [s] čas,  $k$  [N/m] tuhost pružiny.

Řešením této rovnice je výraz popisující volné kmity bez uvažování tlumení. Rovnice okamžité hodnoty výchylky

$$y = y_m \sin(\omega t + \phi_0)^3 \quad (2.2)$$

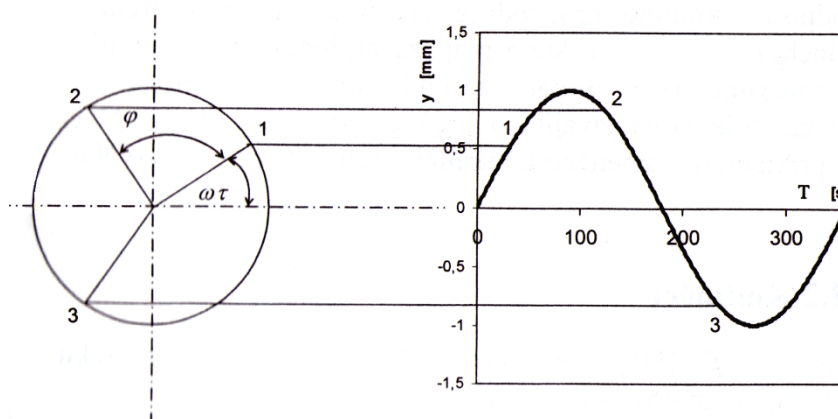
kde je  $\omega$  [1/s] vlastní úhlový kmitočet,  $\phi_0$  [-] fázový úhel,  $y_m$  [m] amplituda výchylky kmitání,  $y$  [m] okamžitá výchylka kmitu.

Časový průběh harmonického kmitání je na Obr. 2.3.

<sup>1</sup> zařízení, periodicky opakující kmitavý pohyb

<sup>2</sup> myšlený bezrozměrný objekt, s nenulovou hmotností

<sup>3</sup> výraz  $(\omega t + \phi_0)$  se nazývá fáze harmonicky proměnné veličiny (amplituda, rychlost, zrychlení)



Obr. 2.3 Časový průběh harmonického kmitání [6]

### 2.1.3 FREKVENCE

Frekvence neboli kmitočet udává počet celých kmitů za jednu sekundu, které vykoná kmitající hmotný bod.

$$f = \frac{1}{T} \quad (2.3)$$

kde je  $f$  [Hz] frekvence,  $T$  [s] doba kmitu<sup>4</sup>

pomocí frekvence je možné získat také vlastní úhlový kmitočet

$$\omega = 2\pi f \quad (2.4)$$

### 2.1.4 VLNOVÁ DÉLKA

Délka vlny je vzdálenost mezi dvěma po sobě následujícími body bodové řady, u nichž je daný časový okamžik stejný akustický stav. Lze ji také definovat jako vzdálenost, kterou urazí zvuková vlna za dobu jednoho kmitu, tedy periodu  $T$ . [8]

Délka vlny je důležitým akustickým parametrem. Mezi délkou vlny, frekvencí a rychlostí šíření zvuku platí následující vztah

$$\lambda f = c \quad (2.5)$$

kde je  $\lambda$  [m] vlnová délka a  $c$  [m/s] rychlost šíření zvuku.

<sup>4</sup> čas, za který proběhne jeden celý kmit

### 2.1.5 ENERGIE KMITAJÍCÍHO BODU

Mechanickými kmity se v pružném prostředí přenáší mechanická energie kmitajících částic. Podle Obr. 2.2 se energie kmitajícího bodu se skládá ze dvou částí. Energie potenciální a energie kinetické. Vzhledem k tomu, že se jedná o netlumený oscilátor, je podle zákona zachování energie součet těchto dvou složek konstantní.[6][8]

$$E_p + E_k = E = \text{konst.} \quad (2.6)$$

kde je  $E_p$  [J] potenciální energie<sup>5</sup> a  $E_k$  [J] kinetická energie<sup>6</sup>.

Celková energie kmitajícího bodu je tedy dána vztahem

$$E = \frac{1}{2} m y_m^2 \omega^2 \quad (2.11)$$

### 2.1.6 AKUSTICKÝ TLAK

Při šíření vlnění se částice kmitáním v prostředí zhušťují a zředňují, takové chování pak odpovídá zvýšení, či snížení tlaku v plynech a kapalinách. Z toho vyplývá, že celkový tlak se v daném prostředí mění, tedy kolísá kolem původní hodnoty statického nebo barometrického tlaku v ovzduší. [8]

Za akustický tlak se považuje odchylka od celkového tlaku (vzduchu nebo kapaliny) od statického tlaku při vlnění v daném prostředí. [8]

Průběh akustického tlaku je z hlediska matematického zápisu totožný s průběhem akustické výchylky. Pro harmonický signál je možno psát výraz popisující akustický tlak o frekvenci  $f$  a fázovém posuvu  $\varphi$  ve tvaru

$$p = p_m \cos(\omega t + \varphi_0) \quad (2.12)$$

<sup>5</sup> potenciální energii lze určit ze vztahu

$$E_p = \int_0^y F dy = \int_0^y m \omega^2 y dy = \frac{1}{2} m y_m^2 \omega^2 \sin^2(\omega t + \varphi_0) \quad (2.7)$$

kde je  $F$  [N] síla v pružině

<sup>6</sup> kinetická energie hmotného bodu lze odvodit ze známého vztahu

$$E_k = \frac{1}{2} m v^2 \quad (2.8)$$

kde je  $v$  [m/s] rychlost kmitajícího bodu, tu získáme derivací rovnice (2.2) podle času

$$v = \frac{\partial y}{\partial t} = y_m \omega \cos(\omega t + \varphi_0) \quad (2.9)$$

Po dosazení do vztahu (2.7) získáme výsledný výraz

$$E_k = \frac{1}{2} m y_m^2 \omega^2 \cos^2(\omega t + \varphi_0) \quad (2.10)$$

kde je  $p$  [Pa] výsledný akustický tlak,  $p_m$  [Pa] amplituda akustického tlaku.[6]

Lidské ucho je velice citlivé na tlak vzduchu a jeho změnu. Změnu tlaku s frekvencí nad 16 Hz vnímá člověk jako zvuk. Z toho důvodu je akustický tlak jedna z akustických veličin, které se v inženýrské akustice měří. [8]

### 2.1.7 AKUSTICKÝ VÝKON

Kvůli závislosti akustického tlaku na vnějších faktorech, kterými jsou např. vzdálenost od zdroje, orientace příjemce, teplotní a rychlostní gradient apod., se k charakterizování zdroje hluku používá akustický výkon. Je definován jako množství akustické energie, které prochází myšlenou plochou za jednotku času.[8]

$$P = p v S \quad (2.13)$$

kde je  $P$  [W] akustický výkon,  $v$  [m/s] rychlost kmitající částice a  $S$  [m<sup>2</sup>] plocha.

### 2.1.8 AKUSTICKÁ INTENZITA

Akustická intenzita je vektorová veličina a je definována jako tok akustické energie v daném směru a smyslu plochou kolmou k tomuto směru, vztažený na jednotku plochy. Je přímo vztažena k akustickému výkonu.[7][8]

Vektor akustické intenzity ve tvaru časově průměrovaného součinu okamžitého akustického tlaku a okamžité rychlosti kmitajících částic prostředí ve stejném místě je

$$I = \overline{p(t)v(t)} \quad (2.14)$$

kde je  $I$  [W/m<sup>2</sup>] akustická intenzita.

Nebo ve směru  $r$  je

$$I_r = \overline{p(t)v_r(t)} \quad (2.15)$$

kde je  $v_r$  rychlost kmitání částice ve směru  $r$ .

Důležitá vlastnost akustické intenzity jakožto vektorové veličiny je její směrovost, která určuje právě směr šíření vlnění. Kolmo ke směru vlnění je intenzita nulová. [8]

### 2.1.9 AKUSTICKÁ IMPEDANCE

Protože lze v technické akustice běžnými přístroji spolehlivě změřit jen akustický tlak, a nikoliv akustickou rychlost, využívá se u rovinné vlny<sup>7</sup> té skutečnosti, že poměr mezi akustickým tlakem a akustickou rychlostí je konstantní. [6]

Akustická impedance pak lze vyjádřit vztahem

$$Z = \frac{p}{v} \quad (2.16)$$

<sup>7</sup> vlna, ve které je ve fázi akustický tlak a akustická rychlost.

kde je  $Z$  [Ns/m<sup>3</sup>] akustická impedance.

### 2.1.10 HLADINY AKUSTICKÝCH VELIČIN

Jak jsem uvedl v kapitole 2.1.6, lidské ucho je citlivé na změnu tlaku a vnímá jej jako zvuk. Průměrný zdravý člověk má spodní hodnotu<sup>8</sup> akustického tlaku při frekvenci 1000 Hz okolo 20 μPa. Naopak nejvyšší hodnota akustického tlaku, při kterém začne člověk pociťovat bolest, je okolo 100 Pa<sup>9</sup>. Rozdíl těchto dvou mezních hodnot je sedm řádů, navíc lidské ucho nereaguje na zvukové podněty lineárně, ale jeho vnímání je úměrné logaritmu těchto podnětů. [8]

Z toho důvodu se v technické akustice zavedl pojem *hladina* jednotlivých akustických veličin, jejíž jednotkou je *decibel* [dB]. Při použití hodnocení hladin akustických veličin je nutné uvádět použitou referenční hladinu viz Tab. 2.1. [6][8]

#### HLADINA AKUSTICKÉHO VÝKONU

Hladina akustického výkonu je dána vztahem

$$L_P = 10 \log \frac{P}{P_0} \quad (2.17)$$

kde je  $L_P$  [dB] hladina akustického výkonu,  $P$  [W] hodnocený akustický výkon a  $P_0$  [W] referenční hladina, číslo 10 vyjadřuje převod z [B] na [dB].

Ze vztahu (2.17) i z Tab. 2.1 je patrné, že při zvýšení akustického výkonu o jeden řád, čili 10krát, je zvýšení hladiny o 10 dB.

Tab. 2.1 Lineární a decibelová stupnice pro akustický výkon [6]

Vyzařovaný akustický výkon $P$ [W]		Hladina akustického výkonu $L_P$ [dB]	
Normální zápis	Exponenciální notace	Referenční hladina	
		$P_0 = 1 \text{ W}$	$P_0 = 10^{-12} \text{ W}$
100000	$10^5$	50	170
10000	$10^4$	40	160
1000	$10^3$	30	150
100	$10^2$	20	140
10	$10^1$	10	130
1	$10^0$	0	120
0,1	$10^{-1}$	-10	110
0,01	$10^{-2}$	-20	100
0,001	$10^{-3}$	-30	90
0,0001	$10^{-4}$	-40	80
0,00001	$10^{-5}$	-50	70

<sup>8</sup> prahová hodnota slyšení

<sup>9</sup> prahová hodnota bolesti

## HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU

Hladina akustického tlaku je dána vztahem

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (2.18)$$

kde je  $L_p$  [dB] hladina akustického tlaku,  $p_0$  [Pa] je referenční tlak o hodnotě  $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$  Pa; je-li akustický tlak navýšen o jeden řád, hladina akustického tlaku se zvýší o 20 dB. Pro lidské ucho je prahová hodnota bolesti akustického tlaku 130 dB. [6]

## HLADINA AKUSTICKÉ INTENZITY

Tato hladina je definována vztahem

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (2.19)$$

kde je  $L_I$  [dB] hladina akustické intenzity,  $I$  [W/m<sup>2</sup>] intenzita zvuku sledovaného akustického signálu,  $I_0$  [W/m<sup>2</sup>] referenční hodnota intenzity zvuku, která je běžně  $I_0 = 10^{-12}$  [W/m<sup>2</sup>]. [8]

### 2.1.11 AKUSTICKÉ SPEKTRUM A SLOŽENÝ PERIODICKÝ SIGNÁL

Akustické spektrum obecně je soubor hodnot námi sledované akustické veličiny, která je uvedena v závislosti na kmitočtu. Sledovanou veličinou může být akustický tlak, akustická rychlost, intenzita zvuku, nebo akustický výkon, respektive jejich hladiny. [6]

V kapitole 2.1.2 jsem pro názornost popisoval jednoduché harmonické vlnění. V přírodě se ale obvykle samy od sebe čisté zvukové signály nevyskytují. Zvukový signál bývá složený z řady dílčích signálů (kmitočtů). Z toho důvodu je nutné pracovat se spektry. [9]

## 2.2 ŠÍŘENÍ ROZRUCHU

Aby se vlnění mohlo šířit prostředím, je zapotřebí aby bylo složeno z hmotnostních částic a aby bylo stlačitelné a pružné. K šíření vlnění pak dojde silovým působením budícího kmitání a rozruch se šíří od zdroje rychlostí šíření  $c$ . [7]

### 2.2.1 RYCHLOST ŠÍŘENÍ AKUSTICKÝCH VLN

Jak jsem již uvedl v kapitole 2.1.1, vlnění je závislé na druhu prostředí, ve kterém se šíří. V plynech a kapalinách se může šířit pouze vlnění podélné, naopak v pevných látkách vzniká i vlnění příčné.

#### RYCHLOST ŠÍŘENÍ ZVUKOVÉ VLNY V TEKUTINÁCH

Rychlost šíření podélného vlnění v kapalině je dána vztahem

$$c_L = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (2.20)$$

Kde je  $c_L$  [m/s] rychlost podélného vlnění,  $K$  [Pa] modul objemové pružnosti kapaliny a  $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] hustota prostředí.

Pro plyny pak můžeme vztah (2.20) upravit na tvar

$$c_L = \sqrt{\mu \frac{p_b}{\rho}} \quad (2.21)$$

kde je  $\mu$  [-] Poissonova konstanta,  $p_b$  [Pa] barometrický tlak.

Z předchozího vztahu je patrné, že rychlost šíření podélných vln není závislé na frekvenci přenášeného vlnění. [8] Pro rychlost šíření vlnění ve vzduchu lze vztah (2.21) upravit<sup>10</sup> na tvar

$$c_L = \sqrt{\mu r T_K} \quad (2.22)$$

kde je  $r$  [J/kgK] měrná plynová konstanta  $r_{vzduch} = 273,1$  J/kgK a  $T_K$  [K] absolutní teplota okolí.[8] Dosazením hodnot a dalšími nezbytnými úpravami získáme konečný vztah pro šíření vlnění ve vzduchu

$$c_L = 331,6 \sqrt{1 + \frac{t}{273,1}} \quad (2.23)$$

kde je  $t$  [°C] teplota vzduchu.

Ze vztahu (2.23) je patrné, že rychlost šíření vlnění ve vzduchu, ale i v ostatních plynech je závislá pouze na jeho teplotě.

### RYCHLOST ŠÍŘENÍ ZVUKOVÉ VLNY V PEVNÝCH LÁTKÁCH

Pro určení rychlosti šíření vlnění v pevných látkách je nutno zahrnout i vliv kontrakce materiálu ve formě Poissonova poměru<sup>11</sup>. [8]

Pro podélné vlnění v tenké tyči pak platí vztah

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2.25)$$

a v desce

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho} \frac{1}{1 - \mu^2}} \quad (2.26)$$

Pro příčné vlnění platí obdobný vztah jako (2.25) a to

<sup>10</sup> dosazením ze stavové rovnice za hustotu

<sup>11</sup> vztah Poissonova poměru je následující

$$\mu = \frac{E - G}{2G} \quad (2.24)$$

kde je  $E$  [Pa] modul pružnosti materiálu v tahu a  $G$  [Pa] modul pružnosti ve smyku.

$$c_T = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (2.27)$$

Z předchozích vztahů je opět patrné, že rychlost šíření vlnění v pevných látkách nezávisí na jeho frekvenci, pouze na modulech pružnosti a hustotě. Pro výpočet rychlostí zvuku je nutné používat dynamické moduly pružnosti, který se může u některých materiálů značně lišit. [6]

### 2.2.2 ODRAZ ZVUKU

Při šíření vlnění proti překážce nastává její odraz, podobně jako se odráží světelný paprsek od zrcadla. Pokud vlnění dopadá na rovinnou plochu, lze uplatnit zákon odrazu, který říká, že úhel dopadu je roven úhlu odrazu. [7]

Odraz zvuku nastane pouze tehdy je-li vlnová délka vlnění srovnatelná, nebo menší než každý rozměr plochy, od které by měl odraz nastat. Pro signál složeného z několika kmitočtů, nastává odraz jen pro kmitočty, pro které platí

$$\lambda \leq l \text{ nebo } f \geq \frac{c}{l} \quad (2.28)$$

kde je  $l$  [m] nejmenší rozměr odrazové plochy. [7]

### 2.2.3 OHYB ZVUKU

Pokud akustické vlnění narazí na překážku, která je vůči vlnové délce příslušného vlnění dostatečně malá, pokračuje za překážkou, jako by vůbec nebyla. Za překážkou vznikne malý akustický stín, který se zvětšuje a prodlužuje se zvyšující se frekvencí akustické vlny. [8]

Vznik vlnění za překážkou je důsledkem Huygensova principu, podle kterého lze každý bod vlnoplochy považovat za zdroj nového vlnění šířícího se v kulových vlnoplochách viz Obr. 2.1. [7]

## 2.3 HLUK

Definování hluku je obtížné. Je to subjektivní hodnocení zvuku, který by se dal popsat jako nežádoucí, obtěžující a rušivý. [8]

## 2.4 MĚŘENÍ AKUSTICKÝCH VELIČIN

K měření hluku a vibrací se používají snímače. Snímačem pro měření akustického tlaku je mikrofón, pro měření akustického zrychlení vibrací je akcelerometr. K dispozici jsou i jiné způsoby měření, v praxi se ale nepoužívají. [7]

### 2.4.1 PRINCIP MĚŘENÍ

Akustický tlak od zdroje zvuku působí ve snímači na příslušné čidlo, na kterém v reálném čase vyvolává odezvu. Snímač dále obsahuje měnič, který námi měřenou akustickou veličinu, převede na jinou veličinu, s kterou se dá efektivněji pracovat, ve většině případech to bývá napětí U[V]. Napěťový signál je přiveden na vstup analyzátoru, kde je signál zesílen a prochází řadou filtrů, které závisí na nastavení samotné analýzy.

Při použití moderních analyzátorů se signál v této fázi převádí do digitální podoby, kde probíhají námi zvolené analýzy a podle potřeby vykreslování různých grafů či výčet získaných dat.

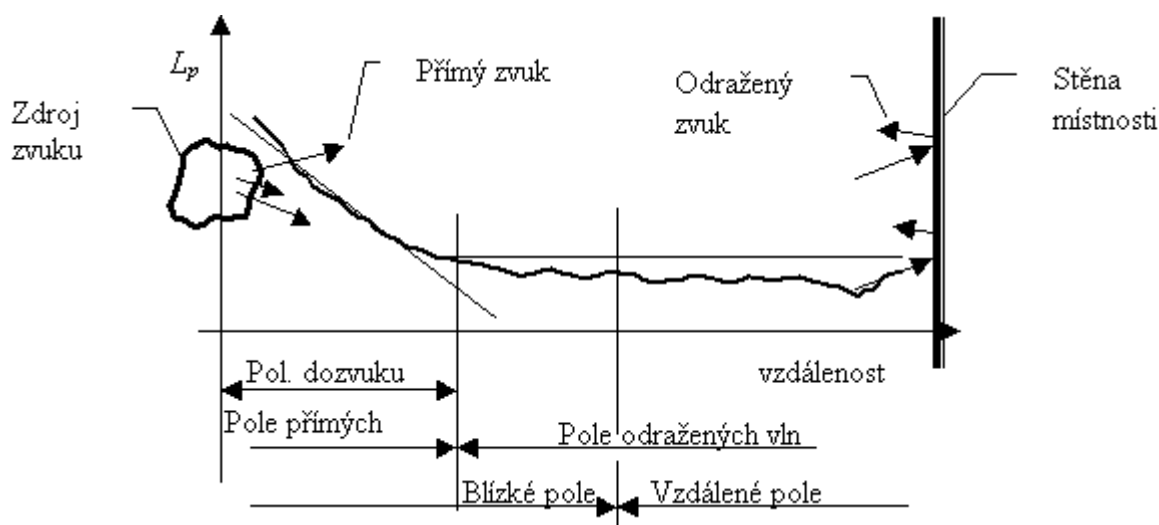


V případě použití starších analyzátorů je signál analogovými filtry filtrován na různá spektra a následně převeden pomocí A/D převodníku<sup>12</sup>, díky kterému můžeme pracovat s naměřenými daty v digitální podobě.

### AKUSTICKÉ PODMÍNKY

Při volbě měřicí metody je nutno zvážit v jakém zvukovém poli se nacházíme, jestli v poli přímých, nebo odražených vln a jestli se jedná o pole blízké nebo vzdálené.

Pole blízké se vyznačuje tím, že v něm není jednoduchá závislost mezi akustickým tlakem a akustickou rychlostí, tudíž je nutné měřit obě veličiny a z jejich násobku následně určit akustickou intenzitu. [15] Oproti tomu ve vzdáleném poli je závislost mezi akustickým tlakem a akustickou rychlostí jednoduchá, a tak k určení akustické intenzity je potřeba měřit jen jednu veličinu.



Obr. 2.4 Akustické pole [15]

U základních metod měření hluku se měření většinou provádí ve vzdáleném poli a v poli přímých vln. Toho lze dosáhnout v tzv. bezdozvukové komoře viz Obr. 2.5.

<sup>12</sup> Analogově/digitální převodník



Obr. 2.5 Bezdozvuková komora

### MĚŘENÍ CELKOVÉ HLADINY AKUSTICKÉHO VÝKONU

Pro použití této metody musíme znát akustické vlastnosti místnosti pro jednotlivá frekvenční pásma. Ze změřených hodnot akustického tlaku na zvolené ploše se prostorovým průměrováním zjistí střední efektivní hodnota akustického tlaku, kterou dále převedeme na hladinu akustického tlaku  $\bar{L}_p$ . [15] Ta se pak použije pro výpočet hladiny akustického výkonu. [14]

Hladina akustické výkonu v daném frekvenčním pásmu je dána jako

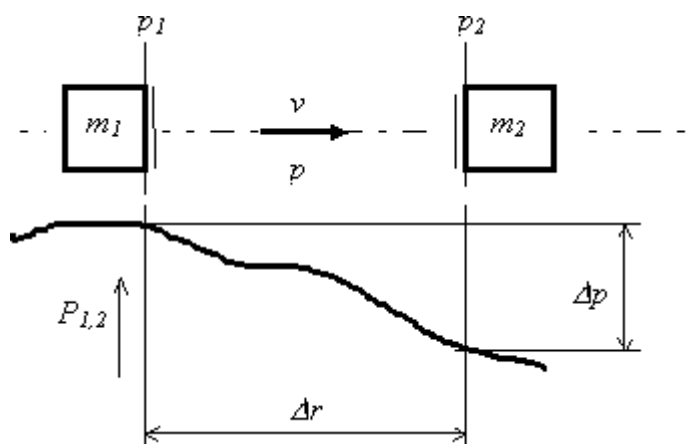
$$L_p = \bar{L}_p + 10 \cdot \log V - 10 \cdot \log T_{60} + 10 \cdot \log\left(1 + \frac{S \cdot \lambda}{8V}\right) - 13,5dB \quad (2.29)$$

kde je  $V$  [m<sup>3</sup>] celkový objem místnosti,  $T_{60}$  [s] doba dozvuku testovací místnosti,  $S$  [m<sup>2</sup>] celková plocha stěn místnosti a  $\lambda$  [m] vlnová délka sledovaného frekvenčního pásma.

### MĚŘENÍ HLADINY AKUSTICKÉ INTENZITY

Výhoda měření akustické intenzity spočívá v možnosti měřit hluk i v blízkém poli zdroje a ve směrovosti sondy pro intenzitu zvuku. To znamená, že nejsme při určování směru hluku omezení pouze směrovými vlastnostmi mikrofónů. Nicméně tato metoda má i své nevýhody, konkrétně omezení rozsahu frekvenčního pásma, kde se u nízkých frekvencí projevuje amplitudová chyba mikrofónů, zatímco u vysokých frekvencí nás limituje prostorové vzorkování signálu. [15]

Při použití této metody je zapotřebí měřit sondou s dvěma kvalitními párovými mikrofony, které jsou umístěny souose ve vzdálenosti  $\Delta r$  (Obr. 2.6). Mikrofony  $m_1$  a  $m_2$  měří hodnoty akustického tlaku v daných místech.



Obr. 2.6 Uspořádání mikrofونů a průběh tlaků v určitém okamžiku [15]

Akustická intenzita zvuku se pak pomocí známých hodnot akustického tlaku vypočítá pomocí vztahu

$$I \cong \frac{1}{\rho} \frac{p_{a1} - p_{a2}}{2} \int_{-\infty}^t \frac{p_{a1} - p_{a2}}{\Delta r} dt \quad (2.30)$$

Kde je  $p_{a1,2}$  [Pa] hodnota akustického tlaku v bodech 1,2 a  $\Delta r$  [m] vzdálenost mezi mikrofony.

#### 2.4.2 MĚŘÍCÍ PŘÍSTROJE

V celém měřicím řetězci se vyskytuje několik měřicích zařízení, které nyní blíže popíšu.

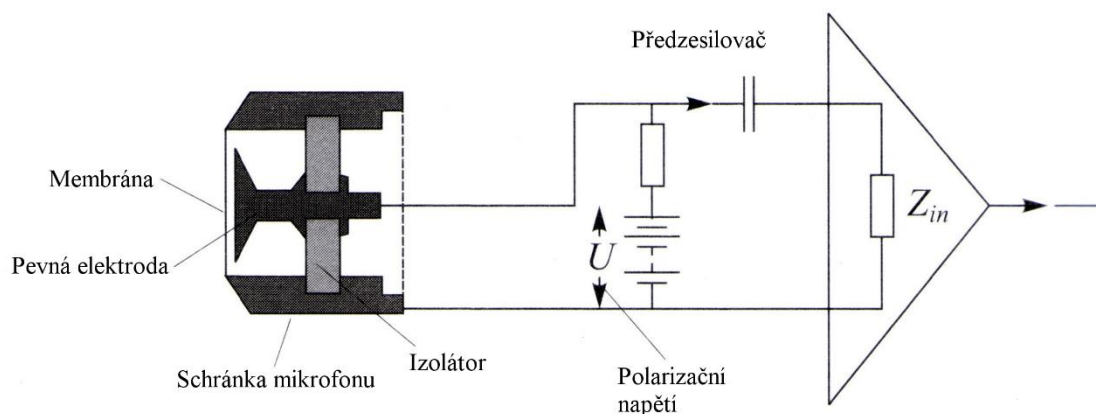
##### MIKROFON

Mikrofon je akusticko-mechanicko-elektrický měnič, který převádí kmitání okolního snímaného prostředí na elektrický signál.[7] Nejčastěji používaný typ mikrofону je kondenzátorový mikrofon, a to z důvodu jeho téměř lineární frekvenční charakteristiky v širokém frekvenčním rozsahu a výborné teplotní a časové stálosti. [14]

Jednou z důležitých částí mikrofону je lehká kovová membrána, která je díky své tloušťce (asi 5  $\mu\text{m}$ ) [14] poddajná vůči kmitání okolního vzduchu, čímž mění svou vzdálenost od pevné elektrody a tím i kapacitu. Membrána spolu s pevnou elektrodou totiž tvoří vzduchový deskový kondenzátor. Na obě elektrody je přivedeno polarizační napětí 200 V (při externí polarizaci). A změna kapacity je pak přímo úměrná změně akustického tlaku před membránou. Kromě mikrofونů s externí polarizací existují i mikrofony předpolarizované, které nepotřebují polarizační napětí. Na pevné elektrodě mají speciální tenký povlak. [7][14]

Velikost kondenzátorových mikrofонů ovlivňuje jejich charakteristiku a tím i jejich použití. Membrána největšího běžně používaného mikrofону má průměr 25,4 mm (1“) a jejich výhodou je vysoká citlivost. V praxi se dnes používají nejčastěji 1,5“ mikrofony, jejichž citlivost může být až 50 mV/Pa [14] a jejichž frekvenční rozsah pokrývá oblast slyšitelného zvuku. [14]

Mezi další důležité charakteristiky mikrofonu patří směrová charakteristika, tj. závislost citlivosti membrány mikrofonu na natočení mikrofonu vůči zdroji zvuku. Menší kondenzátorové mikrofony vykazují tzv. všesměrovou snímací charakteristiku. Takové mikrofony tedy vykazují stejné citlivosti na podněty přicházející z různých směrů. [7]



Obr. 2.7 Kondenzátorový mikrofon s extévní polarizací [14]

## ZVUKOMĚR

Zvukoměr je zařízení, které měří zvuk a objektivně jej hodnotí ve formě hladin akustického tlaku, udává efektivní hodnotu měřeného signálu. Jeho součástí je zařízení na zpracování signálu a vyhodnocení ať už v analogové, nebo digitální podobě. Mezi jeho další funkce patří filtrace složek signálu, vyhodnocení maximální a ekvivalentní hladiny zvuku. [14]

Získané hodnoty měřením je potřeba mít s čím porovnat, z toho důvodu byly všechny vlastnosti zvukoměrů podrobně normalizovány (ČSN IEC 651+A1) a udány limitní tolerance. Pro kvalitní výsledek je třeba znát alespoň přibližně chybu, kterou může být výsledek zatížen. Při použití zvukoměrů označených třídou „přesný“ jsou připuštěny chyby  $\pm 2$  dB. Pokud se použijí zvukoměry běžné, chyba by měl být v rozmezí  $\pm 4$  dB, to v praxi znamená, že při měření s dvěma přesnými zvukoměry se výsledky mohou lišit nejhůře o 4 dB a s běžnými o 8 dB. [7]

## KALIBRACE

Pro co nejpřesnější měření je potřeba použít zvukoměry a zvukoměrné řetězce před a po měření zkalibrovat akustickým kalibrovacím zařízením. Akustické kalibrační zařízení je referenční zdroj, který vysílá signál o určité frekvenci a hladině. Kalibrátor se nasadí na mikrofon a zapne se, tím vytvoří nad mikrofon zvukové pole a zkoumá se, zda mikrofon ukazuje stejné hodnoty, které kalibrátor vysílá. Pokud se hodnoty neshodují, musí se přijít na důvod této neshody, popřípadě odchylky zjištěné před měřením upravit přímo na přístroji. [14]

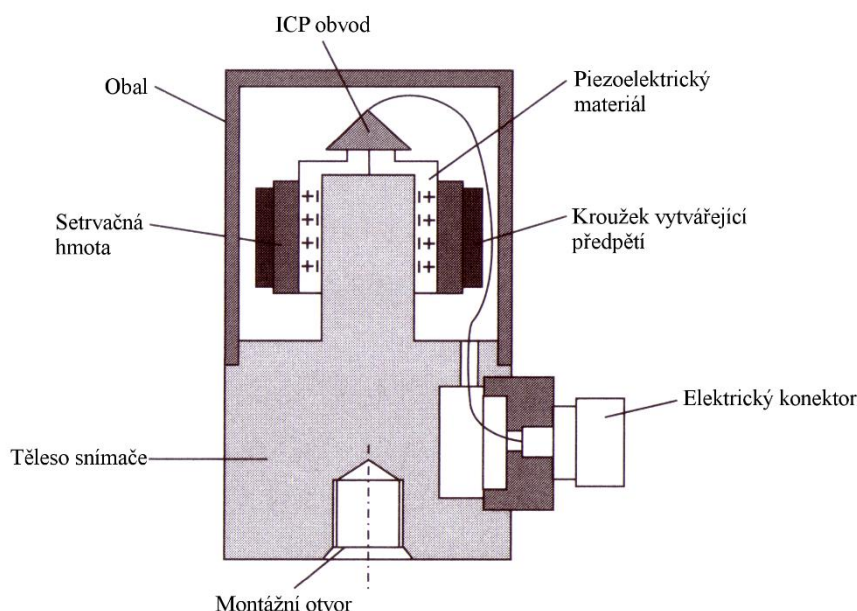
Pro kalibrování kondenzátorových mikrofonů se používají dva typy kalibrátorů, pistonfonový, nebo tónový. [7] V prvním zmíněném se pohybuje píst v definovaném prostoru z jedné strany uzavřeným membránou mikrofonu, pracuje s frekvencí 250 Hz [7] a s hladinou akustického tlaku nad mikrofonem 114 dB nebo 124 dB. [14] V druhém zmíněném generuje zvuk malý reproduktor buzený elektrickým oscilátorem. Takový kalibrátor vysílá zvukový signál o frekvenci 1000 Hz a hladině akustického tlaku 94 dB nebo 114 dB. [7]

## VIBRAČNÍ SNÍMAČE

Jak jsem uvedl v předchozí kapitole, zdrojem hluku mohou být i vibrace jednotlivých částí turbodmychadla. Oproti měření zvuku se při měření vibrací sleduje odlišná fyzikální veličina. Pokud posuzujeme vliv vibrací na člověka, zpravidla sledujeme jejich zrychlení. [14]

Podobně jako u mikrofону se jedná o snímač, který převádí časový průběh námi zvolené sledované veličiny na elektrický signál. V současné době je nejrozšířenější piezoelektrický<sup>13</sup> akcelerometr. Ten má v sobě setrvačnou hmotu, která svým pohybem mechanicky působí na piezoelektrický element. [7]

Piezoelektrickým elementem pak může být buď přírodní krystal křemene, nebo uměle vytvořený krystal keramiky. Každý z nich má své výhody a nevýhody, například křemen dokáže odolat teplotám až 320 °C [14][14], ale není tak citlivý jako keramický krystal. [14]



Obr. 2.8 Piezoelektrický snímač zrychlení (upraveno) [14]

## FILTRY

Váhové nebo pásmové filtry jsou dnes nedílnou součástí hlukoměrné techniky.

Lidský sluch má různou citlivost při různých frekvencích, takže při vnímání zvuku dochází k jeho zkreslení. Váhové filtry tedy u změřené hladiny zvuku provádějí potřebné korekce a hladiny zvuku přepočítávají, tak jak by ji vnímal lidský sluch.

Při provádění přesnějších měření je potřeba hodnocení v určitých kmitočtových pásmech. Mezi běžně používané pásmové filtry patří oktávové a třetinooktávové. Pro hranice těchto pásem vůči jmenovité frekvenci pak platí [7]:

<sup>13</sup> Piezoelektrický jev – při mechanickém namáhání určitých krystalů, je těmito krystaly generován elektrický náboj.

Pro oktávové pásmo

$$\text{horní: } f_{hor} = 1,415 \cdot f_n \qquad \text{dolní: } f_{dol} = 0,707 \cdot f_n \qquad (2.31)$$

Pro třetinooktávové pásmo

$$\text{horní: } f_{hor} = 1,26 \cdot f_n \qquad \text{dolní: } f_{dol} = 0,794 \cdot f_n \qquad (2.32)$$

kde je  $f_{hor}$  [Hz] horní hranice frekvenčního pásma,  $f_{dol}$  [Hz] dolní hranice frekvenčního pásma a  $f_n$  [Hz] jmenovitá frekvence.[7]

### 3 HLUK V TURBODMYCHADLE

Hluk v turbodmychadle se dá rozdělit na dvě části, aktivní a pasivní. Pasivním hlukem se rozumí, šíření a odrazení akustických vln. Aktivním hlukem se rozumí veškeré zdroje hluku. Mimo toto rozdělení lze ještě hluk v turbodmychadle rozdělit následovně

#### 3.1 MECHANICKÝ HLUK

Mechanický hluk je způsobený kmitáním povrchu těles. Tím se okolnímu prostředí předává akustická energie. Ta se pak šíří pomocí akustických vln do celého akustického prostředí. [8]

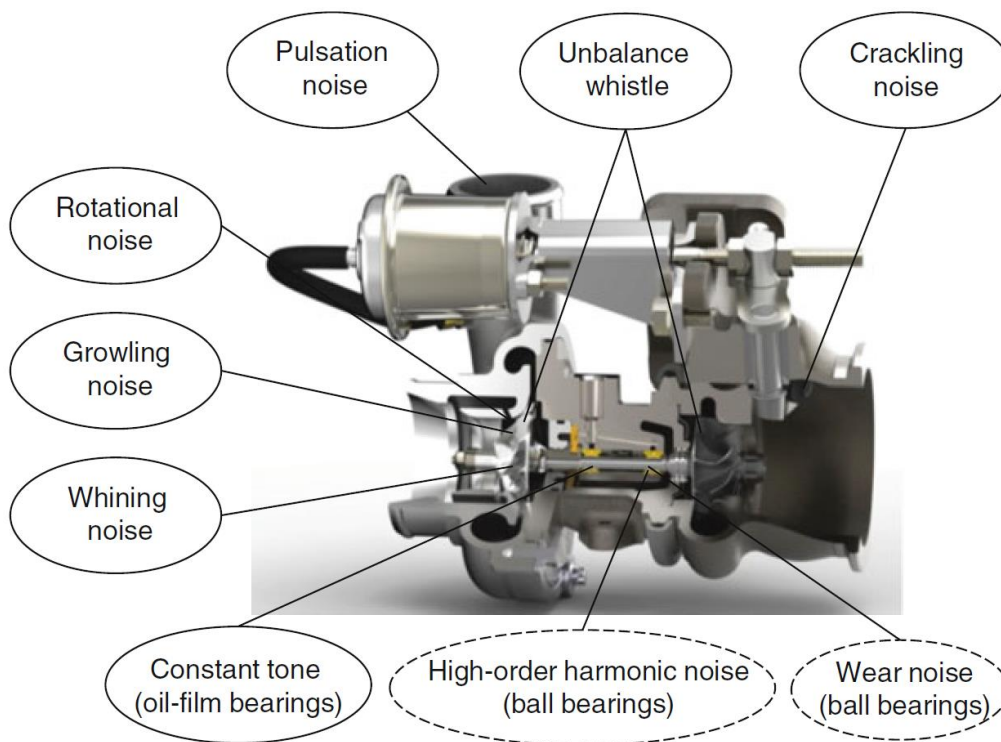
Způsobený může být např. nevyvážeností rotujících částic, vzájemnými nárazy mechanismů, nebo nerovnoměrným přenosem sil. [6]

#### 3.2 AERODYNAMICKÝ HLUK

Druhá příčina vzniku hluku je proudění tekutiny, tedy kapaliny nebo plynu. Zdroj tohoto hluku je právě oblast, kde toto proudění existuje, nebo oblast kde dochází k výrazným změnám tlaku. Tento typ hluku se v turbodmychadle vyskytuje nejčastěji. [6]

#### 3.3 ZDROJE AKTIVNÍHO HLUKU

Vzhledem k předchozím kapitolám je patrné, že turbodmychadlo, ve kterém jsou rotující součásti a skrze které skoro nepřetržitě proudí výfukové plyny a vzduch, je plně zdrojem hluku viz Obr. 3.1. Nicméně v turbodmychadle se nemusí projevovat každý z následně uvedených zdrojů hluku současně. Pro zachování jednoznačnosti ponechám pojmy v angličtině.



Obr. 3.1 Zdroje hluku [10]



### 3.3.1 PULSATION NOISE

Tento hluk je způsobený rozdílem objemu komor oběžného kola kompresoru, ke kterému dochází při procesu výroby kola. Frekvence tohoto hluku se pohybuje v rozmezí od 1,200 do 4,500 Hz [10] a vyskytuje se zpravidla při vysokém zatížení motoru. [10]

### 3.3.2 ROTATIONAL NOISE

Rotational noise je důsledkem rotace oběžného kola kompresoru, nebo oběžného kola turbíny. Frekvence tohoto hluku se liší podle otáček a počtu lopatek na oběžných kolech. Nicméně takto způsobený hluk může dosahovat frekvencí až 18 kHz [10], což je pro ucho dospělého člověka neslyšitelné. [10]

### 3.3.3 GROWLING NOISE

Při plynulém uvolňování plynového pedálu se snižuje množství odebíraného vzduchu kompresoru a za výstupem z oběžného kola se zvyšuje tlak. Kvůli zvýšenému tlaku se část proudu vzduchu začne stáčet a na krátký okamžik se vrací obráceným směrem zpět na vstup. Frekvence takto vzniklého hluku se pohybuje od 1,200 do 3,500 Hz [10].

### 3.3.4 WHINING NOISE

Pokud ale řidič plynový pedál uvolní náhle a zcela, zavře se sání motoru a tlak za výstupem oběžného kola kompresoru bude vyšší, než jaký je kompresor schopný dodat. Proud vzduchu se pak na výstupu z oběžného kola zcela otočí a proudí v obráceném směru, směrem k výstupu, kde se ale opět otočí do svého původního směru. [11] Tento děj vzniká opakovaně a provází jej nepříjemný zvuk. Rozmezí frekvence tohoto zvuku je 800 až 2 700 Hz. [10]

### 3.3.5 UNBALANCE WHISTLE

Toto nepříjemné pískání je důsledkem nedokonalého vyvážení hřídele spojující oběžná kola. Nevyvážení je způsobeno při její výrobě, kdy dokonalého vyvážení nelze dosáhnout, a únavou materiálu z teplotního a mechanického namáhání. Je to harmonický zvuk prvního řádu s frekvencí od 1 200 do 4 500 Hz. [10][12]

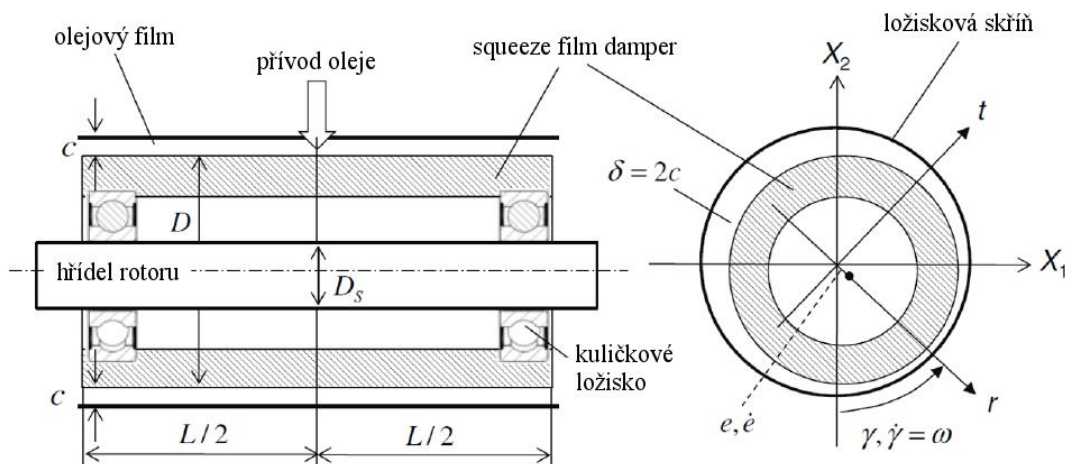
### 3.3.6 CONSTANT TONE

Tento zvuk je výsledkem víření oleje při jeho průtoku skrze plovoucí ložiska. K víření dochází kvůli nestabilnímu kmitání hřídele při hydrodynamickém mazání. Zvýšením otáček hřídele dochází ke zvýšení teploty oleje, čímž dochází také ke zvýšení jeho viskozity, díky tomu pak klesá frekvence tohoto zvuku, ta se pohybuje v úzkém rozsahu a to od 600 do 1 000 Hz. [10][13]



### 3.3.7 HIGH-ORDER HARMONIC NOISE

K tomuto zvuku dochází, pokud jsou v ložiskové skříni použita valivá ložiska. Z důvodu malé vůle mezi valivými elementy a vnějším, nebo vnitřním kroužkem nemají tato ložiska téměř žádné tlumící schopnosti. K zajištění tlumení se využívá olejová vrstva mezi ložiskovou skříní a tzv. squeeze film damper<sup>14</sup>. Nicméně při špatně zvolené tloušťce této olejové vrstvy dochází k hluku vyššího harmonického řádu. [10]



Obr. 3.2 Squeeze film damper a kuličková ložiska [13]

### 3.3.8 WEAR NOISE

Další příčinou hluku spojenou s odvalováním elementů valivých ložisek je jejich opotřebovávání. Frekvence tohoto hluku je asynchronní, vyššího řádu a odvíjí se od geometrie ložiska, počtu valivých elementů a rychlosti otáčení hřídele. [10]

### 3.3.9 CRACKLING NOISE

Tento zvuk se objevuje především u turbodmychadel s obtokovým ventilem, a to ve chvíli, kdy je otevřený a vibruje na čepu, na kterém se otáčí. Dochází k asynchronním frekvencím v rozmezí 7 až 15 kHz. Při zavřeném ventilu tyto vibrace nevznikají. [10]

## 3.4 PASIVNÍ HLUK V TURBODMYCHADLE

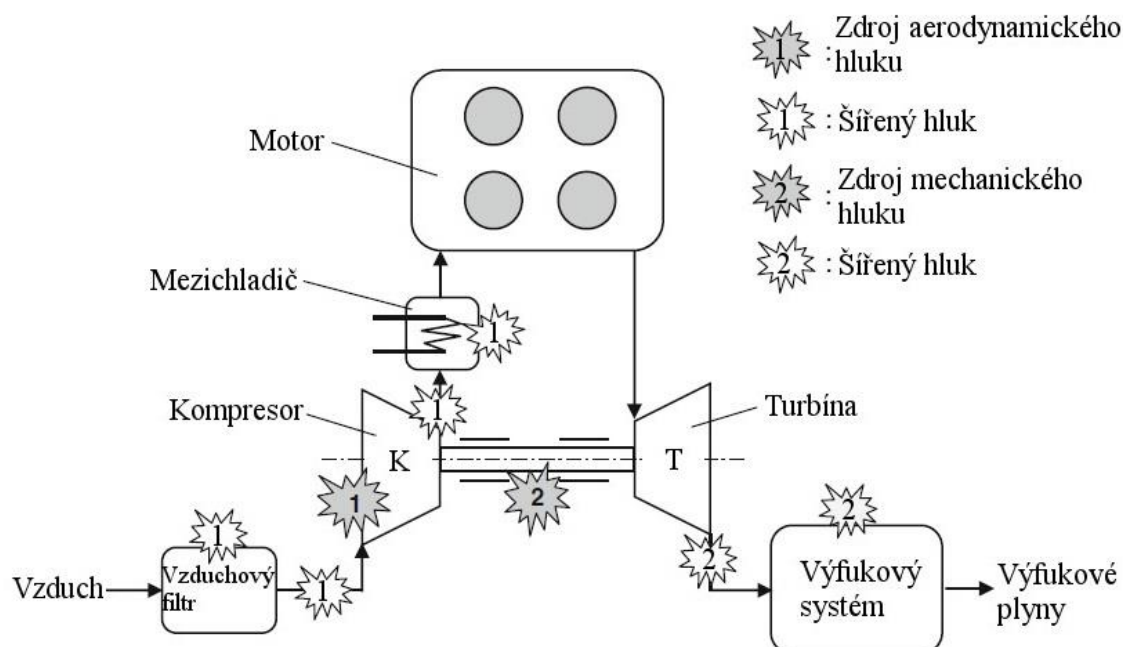
Veškeré zvuky zmíněné v předešlé kapitole se po svém vzniku šíří vzduchem nebo vibracemi do jiných částí v motorovém prostoru a dále do okolí nebo do kabiny vozu. Hlasitost jednotlivých zvuků pak záleží na spoustě faktorů, a to od typu vozidla, přes tuhost rámu, až po tlumící schopnosti okolních součástí atd.[10] Hluk z turbodmychadla, který je v jednom typu vozu v kabině slyšet, v jiném typu vozu slyšet být nemusí.

První čtyři zmíněné zvuky, které se dají podle kapitoly 3.3 kategorizovat jako aerodynamické, se dále šíří z kompresorové skříně do vzduchového filtru, vzduchového potrubí a mezichladiče.

<sup>14</sup> Jak lze vidět na Obr. 3.2 jedná se o pouzdro, v kterém jsou uložena ložiska, a které pomáhá udržet stabilitu hřídele. [13]

Přičemž growling noise se kvůli své povaze, kdy se rozděluje jen část proudu, šíří směrem do mezichladiče, naopak whining noise se šíří směrem k vzduchovému filtru. [10]

Ostatní zvuky, mechanické zvuky, se šíří skrz ložiskovou skříň do částí výfukového systému, jako katalyzátoru, filtru pevných částic nebo tlumiče výfuku. [10]



Obr. 3.3 Šíření hluku v turbodmychadle (upraveno) [10]

## 4 METODY MĚŘENÍ HLUKU V TURBODMYCHADLE

Není pouze jeden správný způsob měření hluku u turbodmychadla, způsoby měření se samozřejmě rozlišují podle toho, jaké je zadání. Zda měříme celkovou hladinu akustického výkonu pro splnění nějaké normy, zda se snažíme najít místo, kde vzniká největší hluk, měření samotného turbodmychadla na speciálním test benchy<sup>15</sup>, nebo měření turbodmychadla připojeného na běžící motor automobilu.

Měření akustických veličin samotného turbodmychadla nepodléhá žádným technickým normám ČSN, a tak záleží pouze na interních normách samotných výrobců. Interní normy mají své opodstatnění, a to zejména kvůli možnosti porovnání výsledků z jednotlivých měření. Z důvodu nemožnosti nahlédnutí do interních norem výrobců se v následujících kapitolách zaměřím pouze na obecné způsoby měření.

Často se u turbodmychadla místo akustických veličin měří pouze vibrace, které se měří snadněji a takové testovací zařízení je i jednodušší.

### 4.1 EXPERIMENTÁLNÍ METODY

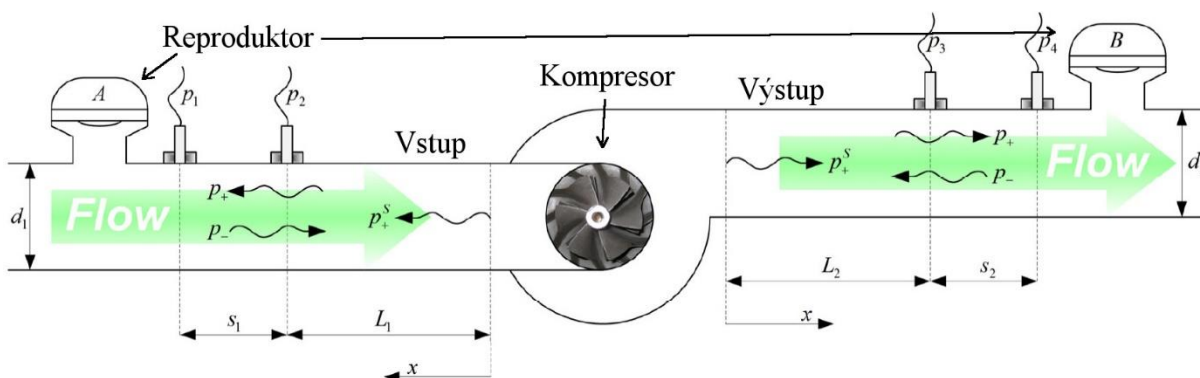
Experimentálním měřením se nejčastěji zjišťuje akustická charakteristika pasivního hluku v turbodmychadle během pracovních podmínek. Převážně se při těchto měřeních využívá dvou-pólová metoda, kterou teď blíže popíšu.

#### 4.1.1 DVOUPÓLOVÁ METODA

Dvoupólová metoda (Obr. 4.1) sleduje čtyři veličiny akustické vlny popisující její odrazení a šíření v daném potrubí. Zároveň obsahuje část popisující zdroj hluku. [17] K určení těchto neznámých, charakterizujících vstup a výstup jsou na každé straně zapotřebí alespoň dva mikrofony. Rovnice akustického vlnění v potrubí, kde  $p_+$  značí pozitivní a  $p_-$  negativní směr šíření, se pak dá popsat rovnicí

$$\begin{bmatrix} p_{a+} \\ p_{b+} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_{a-} \\ p_{b-} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} p_{a+}^s \\ p_{b+}^s \end{bmatrix} \quad (2.33)$$

kde dolní index  $a$  platí pro vstup,  $b$  pro výstup, horní index  $s$  značí akustický výkon zdroje hluku a  $S_{11}$ ,  $S_{12}$ ,  $S_{21}$  a  $S_{22}$  popisuje chování (šíření a odrazení) vlny. [17]



Obr. 4.1 Schéma experimentálního měření turbodmychadla dvoupólovou metodou (upraveno) [17]

<sup>15</sup> Test bench – zkušební zařízení, které je speciálně vytvořené, pro měření daného objektu. M

K získání členů  $S$  z rovnice 2.33 je zapotřebí provést na vstupu a výstupu dvě různá nezávislá měření. Toto měření se nazývá „two-source technique“ a spočívá v použití reproduktoru jako zdroje zvuku na vstupu a výstupu potrubí. Měření se dá vyjádřit v maticovém tvaru jako

$$\begin{bmatrix} H_{ea+}^I & H_{ea+}^{II} \\ H_{eb+}^I & H_{eb+}^{II} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} H_{ea-}^I & H_{ea-}^{II} \\ H_{eb-}^I & H_{eb-}^{II} \end{bmatrix} \quad (2.34)$$

kde je  $H_e$  funkce, která převádí referenční veličinu vydávanou zdrojem zvuku (napětí u reproduktoru) a veličinu změřenou mikrofonom, horní index značí, který reproduktor byl použit jako zdroj (I – jako referenční zdroj byl použit reproduktor A, II – jako referenční zdroj byl použit reproduktor B) [17]

Snížení akustického výkonu, při šíření akustické vlny v potrubí, se dá použít jako jeho charakteristika. Ztráty během šíření jsou závislé na matici  $S$  popisující šíření v rovnici 2.33 a mohou být vypočítány pomocí

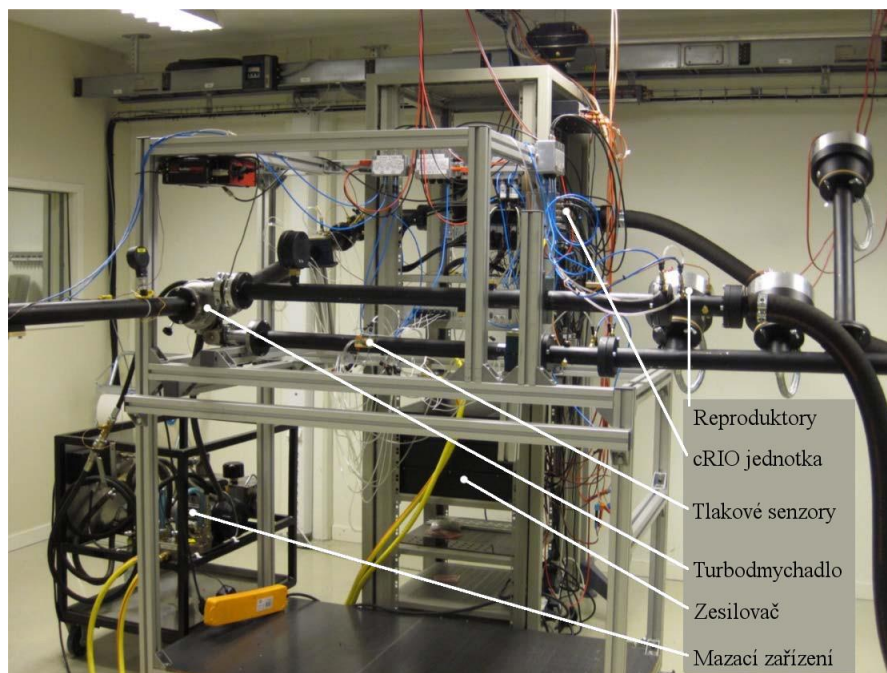
$$TL = 10 \cdot \log \left( \frac{P_{in}}{P_{tr}} \right) = 10 \cdot \log \begin{cases} \frac{(1 + M_b)^2 A_b \rho_a c_a}{(1 + M_a)^2 A_a \rho_b c_b |S_{12}|^2} \text{ proti proudu} \\ \frac{(1 + M_a)^2 A_a \rho_b c_b}{(1 + M_b)^2 A_b \rho_a c_a |S_{21}|^2} \text{ po proudu} \end{cases} \quad (2.35)$$

kde je  $\rho$  [Kg/m<sup>3</sup>] hustota vzduchu,  $M$  [-] Machovo číslo,  $A$  [m<sup>2</sup>] je plocha průřezu potrubí,  $c$  [m/s] je rychlost zvuku a  $P_{in}$ ,  $P_{tr}$  je akustický výkon u zdroje a u mikrofону. [17]

#### TESTOVACÍ ZAŘÍZENÍ ZA IDEÁLNÍCH PODMÍNEK

Zařízení, na kterém je možné měřit celkovou akustickou charakteristiku turbodmychadla, vyvíjí v CCGEx laboratoři v KTH Královském technologickém institutu (Obr. 4.2).

Turbodmychadlo zde není poháněné spalovacím motorem, ale pomocí stlačeného a ohřívaného vzduchu proudícího do turbíny. Pracovní bod kompresoru se nastavuje pomocí škrťací klapky za jeho výstupem. Jakmile se dosáhne požadovaného pracovního bodu, začne se s měřením a pracovní bod se udržuje po celou dobu trvání měření. [18]

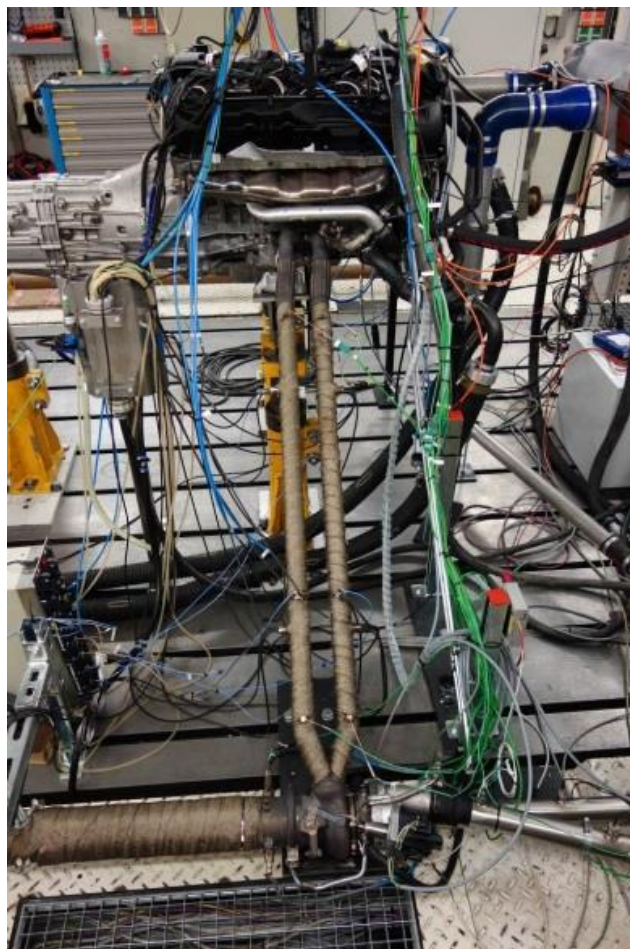


Obr. 4.2 Testovací akustické zařízení na KTH-CCGEx (upraveno) [20]

#### TESTOVACÍ ZAŘÍZENÍ ZA REÁLNÝCH PODMÍNEK

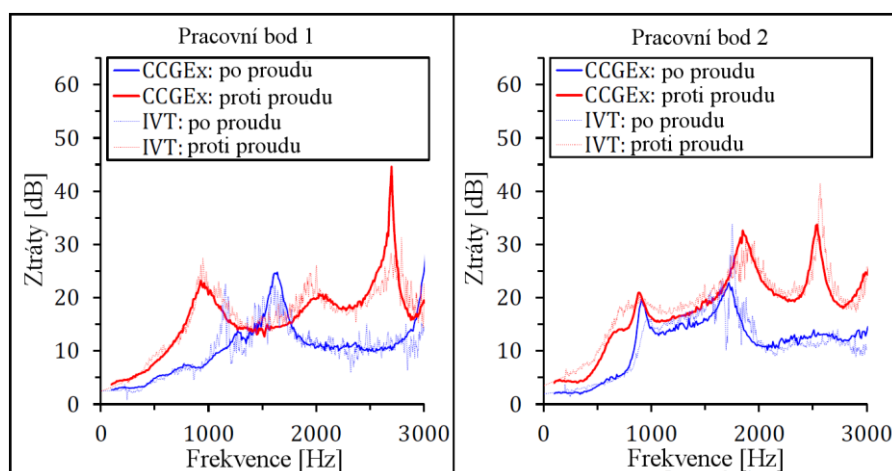
Pro testování turbodmychadla v reálných podmínkách je nutné turbodmychadlo připojit na spalovací motor. Zařízení v IVT TU Graz, které splňuje požadavky pro použití dvoupólové metody je na Obr. 4.3. Při měření byl použitý benzínový motor BMW R6 s přímým vstřikováním a systémem Valvetronic. Turbodmychadlo bylo typu twin-scroll s elektronicky řízeným obtokovým ventilem. [19]





Obr. 4.3 Testovací akustické zařízení na IVT TU Graz [20]

Porovnání měření stejného turbodmychadla ve dvou různých laboratořích při odlišných podmínkách, ale při stejných pracovních bodech můžete vidět na Obr. 4.4.



Obr. 4.4 Porovnání měření při rovnotlakém přepřívání v CCGEx a impulzním přepřívání v IVT (upraveno) [18]

## 4.2 SIMULAČNÍ METODY

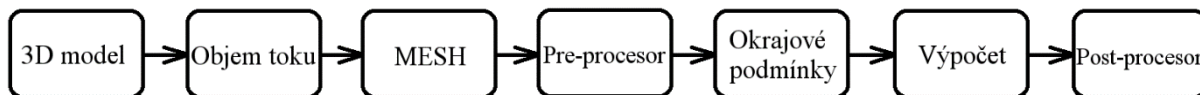
K řešení problémů spojených s hlukem je dnes z části využívána výpočetní technika, ale vzhledem k složitosti modelování (je nutno vytvořit model objektu, který zahrnuje všechny podstatné zdroje hluku) jsou stále preferovány experimentální práce podpořené rychlým vývojem metod měření, což je dáno možnostmi využití počítačové techniky při zpracování signálu. [15]

Nicméně využití numerického výpočtu a počítačového softwaru pro předpovězení problémových míst nebo podmínek, hraje významnou roli při konstrukčních úpravách částí turbodmychadla.

### 4.2.1 MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ TEKUTIN – CFD

CFD neboli Computational Fluid Dynamics je odvětví mechaniky tekutin, která využívá numerické metody a algoritmy k řešení problémů proudění tekutin, jejich vzájemné působení s povrchy definovanými okrajovými podmínkami. V CFD je využíváno třech zákonů, a to zákon zachování hmoty, hybnosti a energie ve tvaru Eulerových a Navier Stokesových parciálních diferenciálních rovnic.

Pro simulaci toku tekutiny je potřeba vytvořit počítačový model objemového toku této tekutiny. Tento objem je pak rozdělen na jednotlivé buňky, které se nazývají „mesh“. Objem se dále může rozdělit na oblasti a každá oblast může mít jedinečný mesh. Pomocí definice rozhraní se pak oblasti v pre-procesru spojí do jednoho celku. Okrajové podmínky jsou definovány vstupem, výstupem, stěnami, rotujícími prvky a jejich vzájemnými vztahy. Po zadání všech těchto informací je vše připraveno ke spuštění simulace, kdy program počítá parciální diferenciální rovnice pro každý prvek každé oblasti, a jako výstup program poskytne různé veličiny např. tlak, hustotu, teplotu, rychlost, Machovo číslo atd. Nakonec se pro vizualizaci těchto výsledků použije post-procesor, ten nám umožní nahlížet na námi vybranou oblast.



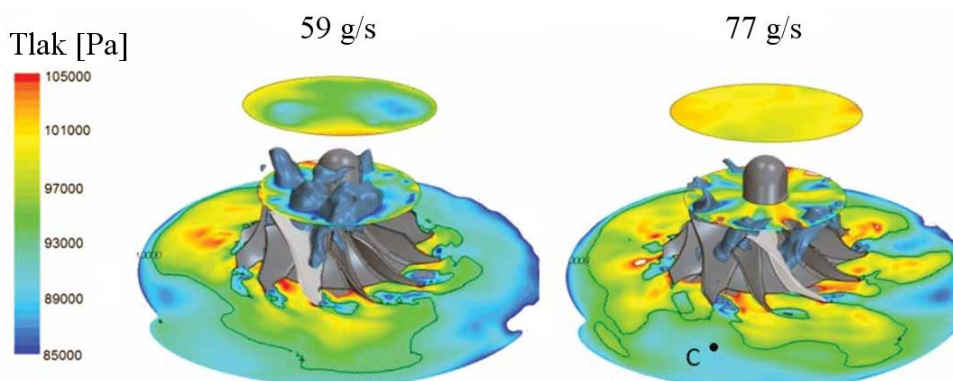
Obr. 4.5 Řetězec postupu při využití simulační metody

Příklad 3D modelu oblasti, který má vstup a výstup prodloužený o pěti násobek průměru, z důvodu zjednodušení chování v krajních oblastech, je na Obr. 4.6.



Obr. 4.6 3D model oblasti [21]

Příklad výsledného grafického zpracování programem StarCCM+ pro různé hodnoty průtoků na oběžném kole kompresoru, je na Obr. 4.7.



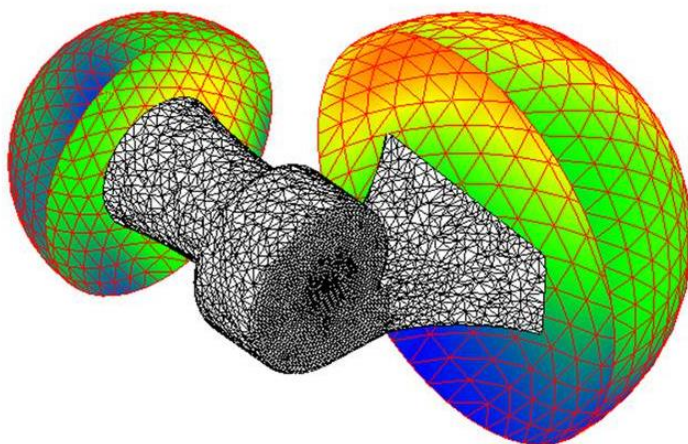
Obr. 4.7 Výsledná vizualizace tlaku na oběžném kole kompresoru, při dvou různých průtocích, v programu StarCCM+ (upraveno) [21]

#### 4.2.2 MODELOVÁNÍ AKUSTICKÉHO POLE

Řešení akustických problémů pomocí simulačního prostředí může být provedeno dvojím způsobem. Záleží, jestli se akustický tlak a vibrace vzájemně ovlivňují. V případě turbodmychadla se jedná o případ, kdy se tyto dvě veličiny navzájem neovlivňují. [27]

Pro simulování akustického prostředí je nejprve nutné vytvořit CFD model, do kterého se poté integruje metoda nelineárního proudění (NLH). Tato metoda počítá na základě předem zvoleného harmonického řádu, který většinou určuje frekvence otáčení lopatek oběžného kola, nestabilní tokové pole pomocí Fourierova rozkladu. [26]

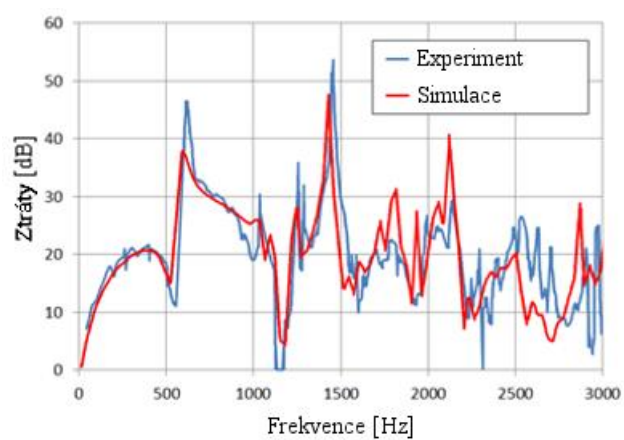
Příklad výsledného akustického pole graficky zpracovaného programem Fine<sup>TM</sup>/Acoustics od společnosti Numeca je na Obr. 4.8.



Obr. 4.8 Výsledná vizualizace akustického pole v okolí vstupu a výstupu kompresorové části turbodmychadla v programu Fine<sup>TM</sup>/Acoustics [27]



Porovnání výsledků ze simulace a experimentálního měření akustických ztrát v turbodmychadle je na následujícím obrázku.



Obr. 4.9 Porovnání akustických ztrát z experimentálního měření a softwarové simulace [27]

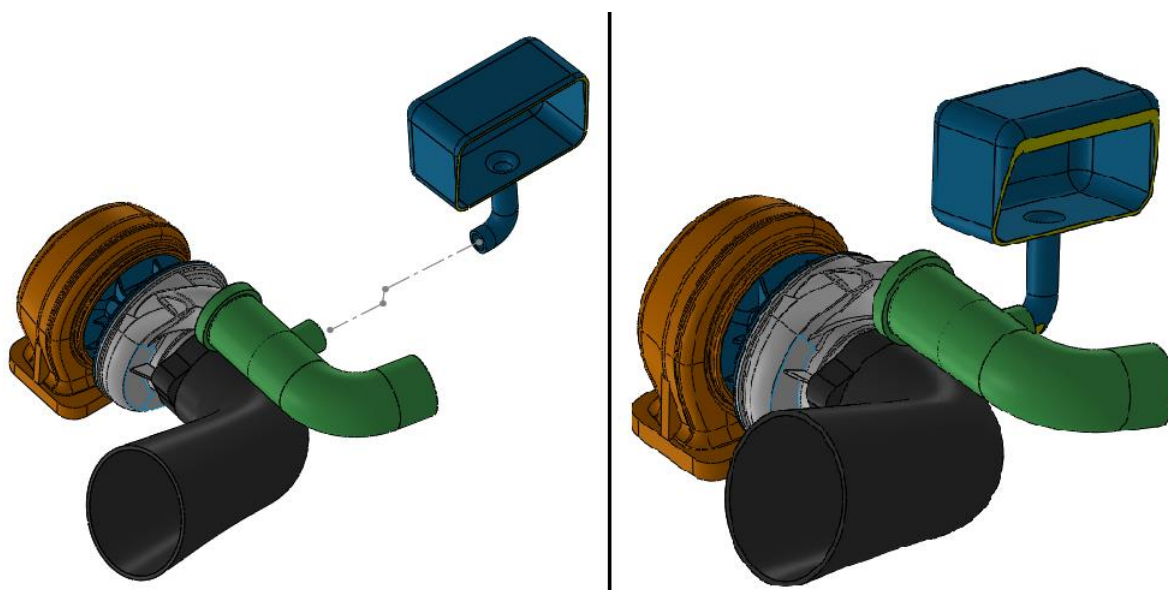
## 5 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVY

Hluk, který vzniká při práci turbodmychadla, se dá ovlivnit konstrukčními úpravami jednotlivých prvků, nebo přidáním tzv. tlumičů do vzduchového potrubí. Tím, jak některé úpravy ovlivňují hluk, se budu zabývat v této kapitole.

### 5.1 ÚPRAVA POTRUBÍ PŘIDÁNÍM TLUMIČŮ

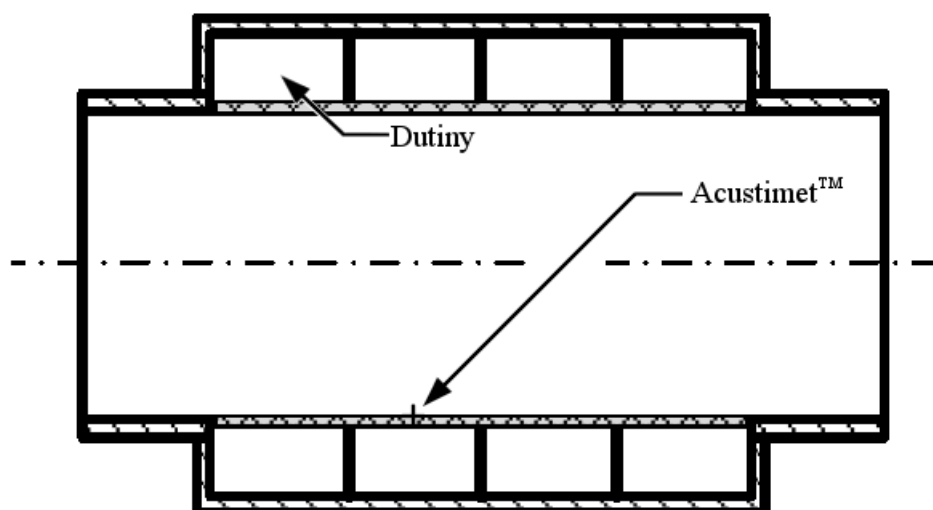
Mezi jednoduché úpravy ovlivňující hluk, které ale neovlivňují samotnou konstrukci hlavních částí turbodmychadla patří tlumiče.

Jedním takovým tlumičem je Helmholtzův rezonátor, který se přidá do potrubí za výstup z oběžného kola. Pomocí tohoto rezonátoru je možné snížit amplitudu hluku pulsation whistle.[10]



Obr. 5.1 Sestava s předpokládaným rezonátorem

Mezi další možnosti patří použití tlumiče, který využívá sériově vyráběný materiál Acustimet<sup>TM</sup>, což je celokovová hustě perforovaná tabule, jejíž složení a tloušťka je volitelná podle potřeby. [16] Schéma tohoto tlumiče je na Obr. 5.2. Jednotlivé komory jsou navrženy tak, aby jejich velikost byla menší než polovina délky akustické vlny, čím se zamezí jejímu šíření a zároveň se posune minimální frekvence na vyšší hodnotu. [18]

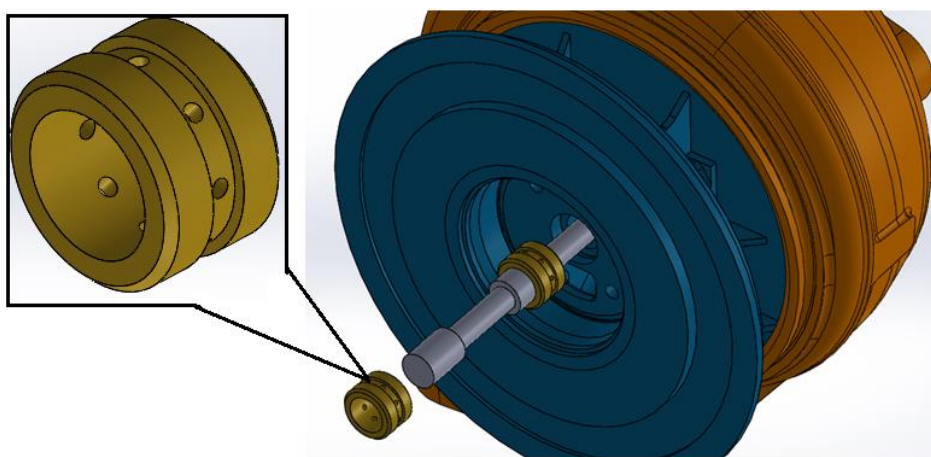


Obr. 5.2 Schéma tlumiče s použitím materiálu Acustimet™ (upraveno) [18]

Na druhou stranu dutiny menší, než polovina délky akustické vlny při dané frekvenci rezonují. To se dá odstranit použitím tlumiče s většími perforovanými otvory. [18]

## 5.2 ÚPRAVA PLOVOUCÍCH LOŽISEK

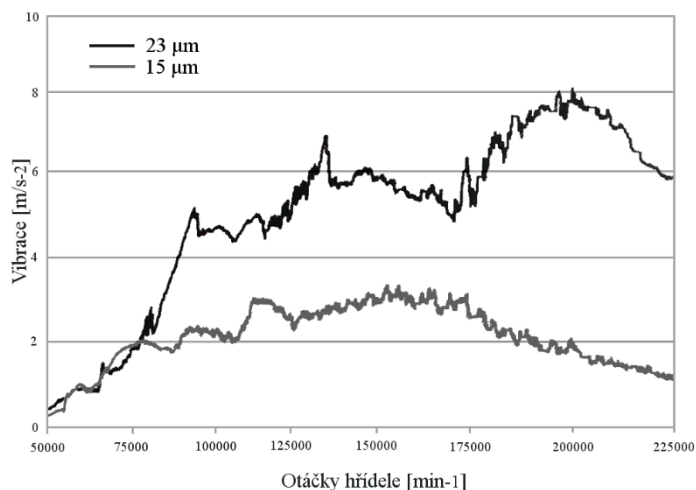
Jak je řečeno v předešlé kapitole, původem hluku constant tone je průtok oleje ložiskem při jeho mazání. Amplituda víření oleje uvnitř ložiska je úměrná hodnotě průtoku oleje. Z toho vyplývá, že ke snížení amplitudy je potřeba snížit i průtok. Ten lze ovlivnit samotným množstvím dodávaného oleje nebo změnou rozměrů ložiska. [10]



Obr. 5.3 Sestava s ložisky, úprava tvaru vnější plochy za účelem změny průtoku oleje

Změna rozměru ložiska ovlivňuje tloušťku mazacího filmu mezi hřídelí nebo ložiskem a jeho uložením, poměr otáčení ložisko/hřídel, rozměry skříně nebo hřídele.

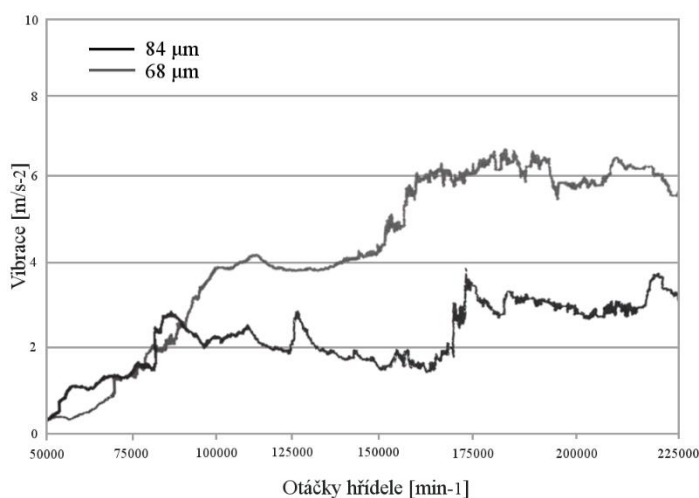
V případě zmenšení vůle mezi hřídelem a ložiskem dojde ke snížení průtoku oleje a zároveň snížení amplitudy constant tone. Amplituda je snížena z důvodu zvýšení tuhosti uložení hřídele, která pak nemá dostatečný prostor pro její obvodové házení.[10] Změny ve vibracích po této úpravě jsou zřetelné na Obr. 5.4, kdy byla vůle vnitřního průměru zmenšena z 23  $\mu\text{m}$  na 15  $\mu\text{m}$ . [10] Nicméně tyto změny mohou zároveň vést k většímu opotřebení ložiska, neboť může docházet k meznímu mazání, a ke zvyšování teploty oleje, která může způsobit jeho spálení.[10]



Obr. 5.4 Constant tone při změně velikosti vnitřního průměru ložiska (upraveno) [10]

Mezi další způsoby, jak ovlivnit průtok vnitřním průměrem ložiska patří zmenšení vnějšího rozměru ložiska, nebo snížení poměru otáčení ložisko/hřídel, tyto úpravy ovšem také mohou vést ke změně režimu mazání a zvyšování tření, tudíž zvyšování teploty oleje.

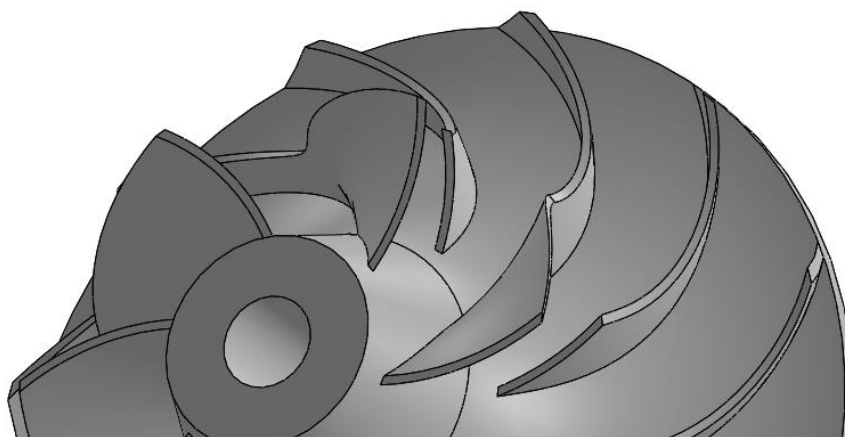
Pokud se zaměříme na snížení víření oleje mezi ložiskem a jeho uložením, přichází v potaz zvětšení vůle zmenšením vnějšího průměru ložiska, nebo zvětšením průměru uložení ve skříni. To přináší větší tlumící schopnost uložení, tudíž i snížení vznikajícího zvuku, ale zhoršení stability hřídele.[10] Příklad vlivu vůle vnějšího průměru na vibracích, kdy se vůle zvětšila z 68  $\mu\text{m}$  na 84  $\mu\text{m}$  [10], je ukázán na Obr. 5.5.



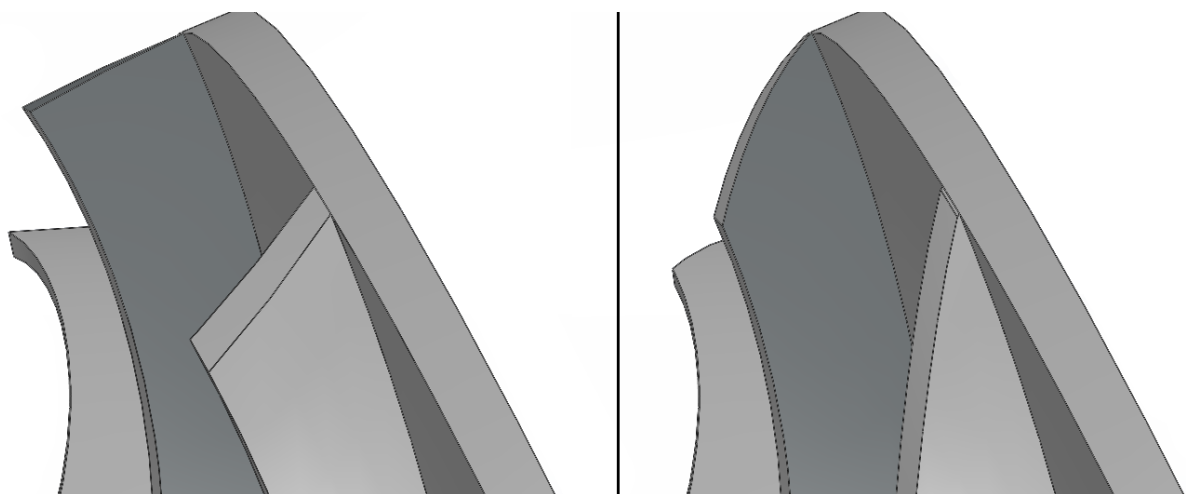
Obr. 5.5 Constant tone při změně velikosti vnějšího průměru ložiska (upraveno) [10]

### 5.3 ÚPRAVA OBĚŽNÉHO KOLA KOMPRESORU

V kapitole 3.3.2 bylo řečeno, že frekvence rotational noise se odvíjí od počtu lopatek. Čili zvýšením počtu lopatek dosáhne frekvence tohoto zvuku hodnoty, jakou lidské ucho není schopné slyšet. Nicméně tento zvuk ale stále může být nepříjemný pro zvířata v okolí nebo uvnitř vozidla. Proto je vhodnější optimalizovat tvar hrany lopatek na výstupu oběžného kola. Optimalizovaný tvar změní rozložení tlaku a rychlostí na lopatkách tak, že vzduch poté hladce proudí z oběžného kola do výstupu kompresoru.



*Obr. 5.6 Oběžné kolo kompresoru*



*Obr. 5.7 Před úpravou oběžného kola (vlevo), po úpravě oběžného kola (vpravo)*

## ZÁVĚR

Účelem této bakalářské práce bylo zhotovené rešerše na téma hluk vznikající v turbodmychadlech spalovacích motorů. Hlavní úkol spočíval v tom, zjistit původ vzniku zvuku v turbodmychadle.

V úvodu této práce jsem pro ucelenost představil základní části turbodmychadla. V následující kapitole jsem se zaměřil na charakteristiku zvuku a popsal základní část akustických veličin, zejména těch, které se nejčastěji měří.

Hlavnímu tématu jsem se věnoval od třetí kapitoly, kdy jsem nejdříve uvedl veškeré typy hluku, které se v turbodmychadle mohou objevit. Bylo by chybou se domnívat, že se v každém turbodmychadle vyskytují všechny typy hluku. Záleží na dílčích součástech, které jsou u turbodmychadla použity, např. constant tone se vyskytuje v turbodmychadle s plovoucími ložisky, naopak high-order harmonic noise, společně s wear noise se vyskytuje u turbodmychadel, kde je hřídel uložena v ložiscích s valivými elementy.

Nezanedbatelným problémem je šíření hluku skrze sousední součásti, převážně vzduchovým potrubím. Během psaní této práce jsem narazil na skutečnost, že samotná turbodmychadla nepodléhají žádným akustickým normám, jediný limit, který se jich týká je celková hlučnost vozidla. Proto jsem se dále zabýval popisem experimentálních metody, a to konkrétně metod pro určení celkové akustické charakteristiky turbodmychadla pomocí dvoupólové metody aplikované právě na vstupu a výstupu kompresoru. Uvedl jsem dvě měřicí zařízení, které vyvíjejí ve výzkumném centru Švédské univerzity a v institutu spalovacích motorů technické univerzity v Graz. Hlavní rozdíl zmíněných měření z těchto výzkumných center je v původu pohonných plynů měřeného turbodmychadla. V druhé části kapitoly jsem zpracoval základní postup simulace proudění v turbodmychadle a postup simulace akustického pole. Uvedl jsem příklady možného grafického zpracování simulace a porovnání výsledků akustických ztrát v turbodmychadle.

V poslední kapitole jsem se věnoval konstrukčním úpravám ovlivňujících hluk v turbodmychadle. Zjistil jsem, že se v dnešní době věnuje pozornost spíše tlumení šíření zvuku pomocí tlumičů, místo toho, aby se dělali velké zásahy do samotné konstrukce turbodmychadla. Příkladem takového tlumiče může být tlumič s použitým materiálem Akustimet<sup>TM</sup>. Další úpravou ovlivňující hluk, konkrétně constant tone, může být změna rozměru plovoucího ložiska. Změna rozměru totiž přímo ovlivňuje průtok oleje ložiskem a tím i amplitudu tohoto zvuku. Nicméně při této změně je důležité být obezřetný, neboť snížený průtok oleje může znamenat větší opotřebení a zahřívání oleje. Způsob, jak omezit rotational noise je změnit tvar lopatek na výstupu z oběžného kola kompresoru tak, aby na výstupu nedocházelo k výraznému víření proudu vzduchu. Vhodnost navrhovaných úprav je potřeba experimentálně a simulačně ověřit.

Tato práce může sloužit jako ucelený souhrn informací, které mohou nastat při řešení problému, kterým je hluk v turbodmychadle.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MILLER, Jay K. *Turbo: real world high-performance turbocharger systems*. North Branch: CarTech, ©2008. 160 s. S-A design. ISBN 978-1-932494-29-7.
- [2] JAN, Zdeněk a Bronislav ŽDÁNSKÝ. *Automobily. 3, Motory*. 6. vyd. Brno: AVID, 2010, 179 s.: barev. il. ISBN 978-80-87143-15-5.
- [3] BAINES, Nicholas C. *Fundamentals of turbocharging*. White River Junction: Concepts NREC, 2005. xiv, 264 s. ISBN 0-933283-14-8.
- [4] HOFMANN, Karel. *Turbodmychadla, vozidlové turbíny a ventilátory: přepřehování spalovacích motorů: určeno pro posl. fak. strojní*. 2., nezm. vyd. Praha: SNTL, 1985, 134 s.: il., tabulky, grafy.
- [5] HARTMAN, Jeff. *Turbocharging performance handbook*. St. Paul: Motorbooks, 2007. 271 s. Motorbooks workshop. ISBN 978-0-7603-2805-7.
- [6] NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. 400 s. ISBN 978-80-01-04347-9.
- [7] SMETANA, Ctírad. *Hluk a vibrace: měření a hodnocení*. Praha: Sdělovací technika, 1998, 188 s.: il., čb. fot., tabulky, grafy. ISBN 80-901936-2-5.
- [8] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Vyd. 2. / v Akademickém nakladatelství CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005, 177 s.: il. ISBN 80-214-3060-5.
- [9] BERANEK, Leo L. (Leo Leroy) a Leo L BERÁNEK. *Snižování hluku*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965, 740 s.
- [10] NGUYEN-SCHÄFER, Hung. *Aero and vibroacoustics of automotive turbochargers*. Berlin: Springer, 2013. xv, 136 s. ISBN 978-3-642-35069-6.
- [11] ADRIAN, John. *The Truth About Compressor Surge* [online]. [cit. 2018-04-13]. Dostupné z: <http://www.gfb.com.au/tech/tech-articles/11-the-truth-about-compressor-surge>
- [12] Calvo, J & Diaz, V & San Román, J. (2006). *Controlling the turbocharger whistling noise in diesel engines*. International Journal of Vehicle Noise and Vibration. 2. 10.1504/IJ-VNV.2006.008524. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/238194703\\_Controlling\\_the\\_turbocharger\\_whistling\\_noise\\_in\\_diesel\\_engines](https://www.researchgate.net/publication/238194703_Controlling_the_turbocharger_whistling_noise_in_diesel_engines)
- [13] NGUYEN-SCHÄFER, Hung. *Rotordynamics of automotive turbochargers*. Second edition. Cham: Springer, 2015, xv, 362 s.: ilustrace (některé barevné). ISBN 978-3-319-17643-7.
- [14] PETRÁK, Peter. *Hluk a vibrácie v dopravnej technike*. V Bratislave: Slovenská technická univerzita v Bratislave, 2015, 144 s.: ilustrace (některé barevné), fotografie. ISBN 978-80-227-4499-7.
- [15] ŠTĚTINA, Josef, Michal JAROŠ a Pavel RAMÍK. *Virtuální laboratoř – Experimentální metody. Virtuální laboratoř – Měření: Měření snímače, metody* [online]. Brno: Štětina,

- 2003 [cit. 2018-05-10]. Dostupné z: <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/vlab/mereni/index.htm>
- [16] *Sontech: Noise Control* [online]. [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <https://www.sontech.se/product-page/acustimet>
- [17] TIIKOJA, Heiki. *Acoustic Characterization of Turbochargers and Pipe Terminations*. Sweden, 2012. Licentiate dissertation. KTH Royal Institute of Technology. Department of Aeronautical and Vehicle Engineering. The Marcus Wallenberg Laboratory for Sound and Vibration Research. Dostupné z: <http://urn.kb.se/resolve?urn=urn:nbn:se:kth:diva-92648>
- [18] KABRAL, Raimo. *Turbocharger Aeroacoustics and Optimal Damping of Sound*. Sweden, 2017. Doctoral thesis. KTH Royal Institute of Technology. Department of Aeronautical and Vehicle Engineering. The Marcus Wallenberg Laboratory for Sound and Vibration Research. Vedoucí práce Mats Åbom.
- [19] EL NEMR, Yasser, Rafael VELOSO, Josef GIRSTMAIR, et al. *Experimental investigation of transmission loss in an automotive turbocharger compressor under ideal and real engine operating conditions* [online]. 3-7 April 2017 [cit. 2018-05-22]. DOI: ETC2017-298. Dostupné z: <https://doi.org/10.29008/ETC2017-298>
- [20] TIIKOJA, Heiki, Hans RÄMMAL, Mats ABOM, Hans BODÉN. *Investigations of Automotive Turbocharger Acoustics*. SAE International Journal of Engines. 2011. 4. 2531-2542. 10.4271/2011-24-0221.
- [21] BROATCH, A., José GALINDO, Roberto NAVARRO, Jorge GARCÍA-TÍSCAR, A. DAGLISH a R. K. SHARMA. Simulations and measurements of automotive turbocharger compressor whoosh noise. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* 9(1):1-9. Spain, 2015, 9. DOI: 10.1080/19942060.2015.1004788. Dostupné také z: <http://dx.doi.org/10.1080/19942060.2015.1004788>
- [22] Harmonic Vibrations and Acoustics | ANSYS. *Engineering Simulation & 3D Design Software / ANSYS* [online]. Copyright © 2018 ANSYS, Inc. All rights reserved. [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://www.ansys.com/products/structures/vibrations/harmonic-vibrations-and-acoustics>
- [23] aFe POWER. *Advanced FLOW Engineering* | aFe POWER [online] [cit. 2018-03-13]. Dostupné z: <https://afepower.com/afe-power-46-60060-bladerunner-street-series-turbocharger>
- [24] Turbochargers – How It Works. In: *Truck Trend Network* [online]. 1998, 2009 [cit. 2018-03-13]. Dostupné z: <http://www.trucktrend.com/how-to/expert-advice/0904dp-turbochargers/>
- [25] Turbo Lab.: *Turbo Lab* [online]. Austin [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://turbolabofamerica.com/precision-6262-turbine-wheel-shaft-garrett-t350-turbine-62-35mm-x-68mm/>
- [26] NLH Method. In: *Numeca international* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://www.numeca.com/product/nlhmethod>



- [27] FINE™ / Acoustics. In: *Pars Makina LTD: Power and rotary systems* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.parsmakina.com/en/product/fine-acoustics/>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$A$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu potrubí
$c$	[m/s]	Rychlost šíření zvuku
$c_L$	[m/s]	Rychlost podélného vlnění
$E$	[J]	Celková energie
$E$	[Pa]	Modul pružnosti materiálu v tahu
$E_k$	[J]	Kinetická energie
$E_p$	[J]	Potenciální energie
$f$	[Hz]	Frekvence
$f_{dol}$	[Hz]	Dolní hranice frekvenčního pásma
$f_{hor}$	[Hz]	Horní hranice frekvenčního pásma
$f_n$	[Hz]	Jmenovitá frekvence
$G$	[Pa]	Modul pružnosti materiálu ve smyku
$H$	[V]	Funkce, která převádí referenční veličinu vydávanou zdrojem zvuku
$I$	[W/m <sup>2</sup> ]	Akustická intenzita
$I_0$	[W/m <sup>2</sup> ]	Referenční akustická intenzita
$I_r$	[W/m <sup>2</sup> ]	Akustická intenzita ve směru $r$
$k$	[Nm]	Tuhost pružiny
$K$	[Pa]	Modul objemové pružnosti kapaliny
$l$	[m]	Nejmenší rozměr odrazové plochy
$L_i$	[dB]	Hladina akustické intenzity
$L_p$	[dB]	Hladina akustického tlaku
$L_p$	[dB]	Hladina akustického výkonu
$m$	[kg]	Hmotnost
$M$	[-]	Machovo číslo na vstupu
$p$	[Pa]	Výsledný akustický tlak
$P$	[W]	Akustický výkon
$p_0$	[Pa]	Referenční tlak
$P_0$	[W]	Referenční akustický výkon
$p_{a-}$	[Pa]	Akustický tlak na vstupu v negativním směru
$p_{a+}$	[Pa]	Akustický tlak na vstupu v pozitivním směru
$p_{a1}$	[Pa]	Hodnota akustického tlaku v bodě 1
$p_{a2}$	[Pa]	Hodnota akustického tlaku v bodě 2

$p_b$	[Pa]	Barometrický tlak
$p_{b-}$	[Pa]	Akustický tlak na výstupu v negativním směru
$p_{b+}$	[Pa]	Akustický tlak na výstupu v pozitivním směru
$P_{in}$	[W]	Akustický výkon u zdroje
$p_m$	[Pa]	Amplituda akustického tlaku
$p_{a+}^s$	[Pa]	Akustický tlak zdroje na vstupu
$p_{b+}^s$	[Pa]	Akustický tlak zdroje na výstupu
$P_{tr}$	[W]	Akustický výkon u mikrofonu
$r$	[J/kgK]	Měrná plynová konstanta
$S$	[m <sup>2</sup> ]	Plocha
$S_{11}, S_{12}, S_{21}, S_{22}$	[-]	Funkce, která popisuje chování vlny
$T$	[s]	Doba kmitu
$t$	[°C]	Teplota vzduchu
$T_{60}$	[s]	Doba dozvuku testovací místnosti
$T_K$	[K]	Absolutní teplota okolí
$TL$	[dB]	Ztráty během šíření
$v$	[m/s]	Rychlost kmitající částice
$V$	[m <sup>3</sup> ]	Celkový objem místnosti
$v_r$	[m/s]	Rychlost kmitající částice ve směru $r$
$y$	[m]	Výchylka
$y$	[m]	Okamžitá výchylka
$y_m$	[m]	Amplituda výchylky kmitání
$Z$	[Ns/m <sup>3</sup> ]	Akustická impedance
$\Delta r$	[m]	Vzdálenost mezi mikrofony
$\lambda$	[m]	Vlnová délka
$\mu$	[-]	Poissonova konstanta
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota prostředí
$\tau$	[s]	Čas
$\Phi_0$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Fázový úhel
$\omega$	[s <sup>-1</sup> ]	Vlastní úhlový kmitočet

<i>CCGEx</i>	Competence Center for Gas Exchange
<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics
<i>IVT TU</i>	Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität
<i>KTH</i>	Kungliga Tekniska Högsolan
<i>NLH</i>	Non Linear Harmonic